

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA INDUSTRIAL

**ANÁLISIS Y MEJORA DE UNA INSTALACIÓN DE
AIRE COMPRIMIDO**

AUTOR: Álvaro Ruiz Martínez

DIRECTOR: JUAN CARLOS GARCÍA PRADA

TUTOR: CRISTINA CASTEJÓN SISAMÓN

Leganés, 13 de Octubre de 2011

*A mis padres y a mi hermano,
que confiaron en mí desde el principio
y nunca dudaron de que este día llegaría.*

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer, en primer lugar, el apoyo y la colaboración de quien ha sido mi tutora durante todo el desarrollo de este proyecto, Cristina Castejón, sin la cual no habría sido capaz de sacarlo adelante. Mención especial para el catedrático D. Juan Carlos García Prada por su atención a la hora de facilitarme las gestiones necesarias para finalizar dicha labor.

Por su parte, agradecer a mis compañeros de John Deere® Ibérica S.A la ayuda prestada en cada momento y la paciencia que mostraron al resolver mis dudas y proporcionarme los medios que precisaba para poder realizar este trabajo de forma que pudieran sentirse orgullosos. Del Departamento de Ingeniería de Planta mencionar a Adolfo, por confiar y delegar en mí tamaña tarea, a Eugenio, por su profesionalidad a la hora de dirigir mi proyecto a pesar de los innumerables asuntos que requerían su atención y por solventarme las trabas que me surgían a cada paso que daba, a Sanz, a Pablo, a Jaime, a Soriano, a Ángel y a David, a quienes tengo en alta estima por la amabilidad y la cordialidad con que me acogieron y me trataron. Del Departamento de Mantenimiento a: Juan Miguel, Martín y Rubén por su inestimable trato, atención y disponibilidad. Del Departamento de Seguridad agradecer su colaboración a Nacho, Joaquín y Fran. A Miguel Ángel del Departamento de Utillaje. A Lázaro y a Ángel del Departamento de Medio Ambiente. Al equipo de Ferrosider®, en concreto a Roberto y a Juan Carlos, y a Carlos de Inserincal®. A Susana, a Amparo, a Romero, a José, a Alfredo, a Mari Carmen, a Florencio, a Adela... En definitiva, agradecerles a todas las personas que directa o indirectamente me facilitaron mi labor y se mostraron predispuestas a echarme una mano cada vez que lo necesité: compañeros de oficina, proveedores, operarios... Sin olvidarme, claro está, de mis compañeros becarios que tan buenos momentos me hicieron pasar durante el tiempo que coincidí con ellos en mi estancia en John Deere®

No obstante, nada de esto, de este trabajo y de estos agradecimientos, gozarían de sentido sin el continuo y desinteresado apoyo que mis padres y mi hermano me regalaron en mi periplo por estas mareas ingenieriles, a las que temí desde el primer momento en que emprendí la compleja travesía. Sólo ellos depositaron su confianza ciega en mí incluso en los momentos en los que lo más razonable era desistir. A ellos, gracias infinitas por haberme hecho llegar donde estoy y por valorar mejor que nadie los esfuerzos que he tenido que realizar, es a ellos a quienes debo todo esto.

Agradecer a mi abuela María su cariño y su afecto mostrados durante tantos años y que siempre tendré presentes, y a los tíos y primos que se han preocupado por mí, que han mostrado interés y que sé que siempre me han deseado lo mejor.

A todos mis amigos y amigas que, cada uno/a a su manera, han supuesto un soporte en el que sostenerme a lo largo de estos años, me han mostrado su aprecio y me han valorado lo suficiente como para no dejarme flaquear en esta ardua carrera de obstáculos. Carrera que, con la conclusión de este trabajo, llega a su fin.

A todos ellos, mil gracias.

Álvaro Ruiz

ÍNDICE

1.	<u>INTRODUCCIÓN</u>	8
2.	<u>FASES Y DESARROLLO DEL PROYECTO</u>	11
3.	<u>INTRODUCCIÓN TEÓRICA</u>	16
3.1.	<u>Generación de aire comprimido</u>	16
3.2.	<u>Requerimientos de una red de aire comprimido</u>	18
3.3.	<u>Distribución del aire comprimido</u>	24
3.4.	<u>Material y dimensionado de tuberías</u>	25
3.5.	<u>Caídas de presión</u>	26
4.	<u>SITUACIÓN ACTUAL DE LA RED</u>	29
4.1.	<u>Consumo actual de aire comprimido</u>	29
4.2.	<u>Generación actual de aire comprimido</u>	35
4.3.	<u>Depósitos</u>	36
4.4.	<u>Equipo auxiliar</u>	36
4.5.	<u>Planos de las salas de compresores</u>	37
4.6.	<u>Red de tuberías</u>	38
5.	<u>DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS</u>	40
5.1.	<u>Pestaña de estimaciones de caudal y factores de uso</u>	40
5.2.	<u>Pestañas de dimensionamiento de conductos (Nave 1, Nave 4...)</u>	41
5.3.	<u>Pestaña de consumos, fugas y depósitos</u>	46
5.4.	<u>Pestaña de caídas de presión</u>	51
5.5.	<u>Pestaña de costes</u>	55
6.	<u>PROPUESTAS DE MEJORA EN LA RED DE AIRE COMPRIMIDO</u>	63
6.1.	<u>Medidas de ahorro energético</u>	63
6.2.	<u>Actuación ante fugas en la red</u>	70
6.3.	<u>Posibles modificaciones en la estructura de la red</u>	72
6.4.	<u>Otras medidas</u>	75
6.5.	<u>Proyecto de instalación de control de compresores</u>	81

6.6.	<u>Prioridades y presupuestos de cada una de las mejoras</u>	89
7.	<u>INFORME SOBRE MEDIDAS DE SEGURIDAD EN SALAS DE COMPRESORES</u>	90
8.	<u>CONCLUSIONES</u>	93
9.	<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	95
	<u>ANEXOS</u>	101

ÍNDICE DE TABLAS

[Tabla 4.1. Diámetros y caudales de los orificios para soplado](#)

[Tabla 4.2. Tiempos y factor de utilización en soplados](#)

[Tabla 4.3. Tiempos y factor de utilización en bombas para bidones de grasa](#)

[Tabla 4.4. Caudales en bombas para bidones de grasa y pintura](#)

[Tabla 4.5. Caudales y factores de utilización para fresadoras, rectificadoras, tornos, etc.](#)

[Tabla 5.1. Ejemplo de tabla 1 de la BDD](#)

[Tabla 5.2. Ejemplo de tabla 2 de la BDD](#)

[Tabla 5.3. Ejemplo de tabla 2 de la BDD \(Magnitudes recomendadas\)](#)

[Tabla 5.4. Consumo total en una nave aplicando factor de simultaneidad](#)

[Tabla 5.5. Diámetros recomendados para colectores y ramales primarios](#)

[Tabla 5.6. Consumos por nave y consumo total](#)

[Tabla 5.7. Comparación de capacidad de compresores frente a caudal demandado](#)

[Tabla 5.8. Caudal perdido por fugas y por nave](#)

[Tabla 5.9. Fugas totales](#)

[Tabla 5.10. Comprobación capacidad depósitos frente a caudal demandado](#)

[Tabla 5.11. Caudales circulantes en el caso 1 de caídas de presión](#)

[Tabla 5.12. Caídas de presión y pérdidas de potencia en el caso 1](#)

[Tabla 5.13. Caudales circulantes en el caso 2 de caídas de presión](#)

[Tabla 5.14. Caídas de presión y pérdidas de potencia en el caso 2](#)

[Tabla 5.15. Coste anual en funcionamiento de compresores y secadores](#)

[Tabla 5.16. Coste anual en fugas](#)

[Tabla 5.17. Coste anual por caídas de presión](#)

[Tabla 5.18. Coste anual por mantenimiento](#)

[Tabla 5.19. Costes totales anuales y porcentajes de costes](#)

[Tabla 5.20. Ahorro en fugas](#)

[Tabla 5.21. Ahorro en caídas de presión](#)

[Tabla 5.22. Ahorro por reducción de la banda de presión](#)

[Tabla 5.23. Ahorro de costes anuales](#)

[Tabla 6.1. Redimensionamiento de colectores](#)

[Tabla 6.2. Nuevo mallado y adición de válvulas](#)

[Tabla 6.3. Secuencia de reformas en sala de compresores de Nave 19](#)

[Tabla 6.4. Componentes requeridos en reformas de la sala de compresores de Nave 19](#)

[Tabla 6.5. Secuencia de reformas en sala de compresores de Nave 5](#)

[Tabla 6.6. Componentes requeridos en reformas de la sala de compresores de Nave 5](#)

[Tabla 6.7. Prioridades y presupuestos de las mejoras](#)

ÍNDICE DE FIGURAS

[Figura 3.1. Compresor de tornillo](#)

[Figura 3.2. Esquema de un depósito de aire comprimido](#)

[Figura 3.3. Esquema de un secador refrigerador](#)

[Figura 3.4. Esquema de un filtro](#)

[Figura 3.5. Regulador de presión](#)

[Figura 3.6. Esquema de un lubricador](#)

[Figura 4.1. Sala de compresores de la nave 19](#)

[Figura 4.2. Sala de compresores de la nave 5](#)

[Figura 5.1. Costes totales anuales](#)

[Figura 5.2. Porcentajes de costes](#)

[Figura 6.1. Esquema de elementos que compondrían la red de control](#)

[Figura 6.2. Esquema-resumen con las conexiones y el cableado para su puesta en funcionamiento](#)

1. INTRODUCCIÓN

John Deere® S.A. es el primer fabricante mundial de maquinaria agrícola y de equipos para la mecanización de espacios verdes, y uno de los principales productores de maquinaria para construcción y explotaciones forestales. Las actividades de la compañía incluyen la fabricación y comercialización de motores y transmisiones, los servicios financieros, los seguros sanitarios y la división de nuevas tecnologías.

En Getafe (Madrid) dispone de una factoría dedicada a la producción de componentes de alta calidad. El elevado volumen de exportaciones de estos componentes a otras factorías de la Compañía hace de su filial en España (John Deere® Ibérica S.A.) una de las principales empresas exportadoras del país.

Las instalaciones ocupan una superficie cubierta de 60.000 m² sobre un área total de 20 hectáreas de parcela, trabajando en ellas cerca de 800 personas. La fábrica está constituida por cuatro minifactorías que incluyen diversos componentes y conjuntos de alta calidad [\[1\]](#):

Ejes y Engranajes

El área de producción de ejes y engranajes fabrica piezas vitales para las cajas de transmisión y engranajes de distribución de los motores que se producen en las factorías de EEUU, Francia, Méjico y Argentina.

Cajas Pesadas de Transmisión

Se produce una amplia variedad de cajas de transmisión y mandos finales para máquinas cosechadoras de cereales, algodón y forraje producidas en EEUU y Alemania.

Cajas Ligeras de Transmisión

Se montan en segadoras y tractores para espacios verdes, empacadoras, tractores agrícolas, maquinaria de siega y maquinaria de construcción.

Enganches tripuntales

La producción de enganches tripuntales para tractores de muy diversa potencia está programada para atender la demanda de las factorías de tractores de Alemania, EEUU, Méjico y Brasil.

DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

La factoría de Getafe de John Deere® Ibérica S.A. se constituye de un elevado número de naves industriales en donde se realizan las tareas anteriormente descritas. La maquinaria utilizada para la fabricación de piezas se compone básicamente de tornos de control numérico, centros de mecanizado, hornos (de revenido, de inducción...), rectificadoras, talladoras, etc. distribuidos en células a lo largo y ancho de las instalaciones. Consta, a su vez, de cuatro grandes líneas de montaje para la fabricación en serie de cajas de cambios:

- Línea Prodrive en la nave 14.
- Línea MAIN (actualizada durante la realización de este proyecto) en la nave 14.
- Línea de Cajas de 5 velocidades en la nave 14.
- Línea Row Unit en la nave 19.

Por otra parte, cabe destacar las dos líneas de pintura en las naves 12 y 14 (esta última también actualizada durante el desarrollo de este trabajo) que suponen gastos considerables en lo referente a aire comprimido.

MOTIVACIONES DEL PROYECTO

Para el correcto funcionamiento de una fábrica de tamaño magnitud y de tan elevado nivel de producción de maquinaria se exige una red de aire comprimido eficiente a lo largo y ancho de las instalaciones. El cometido de este proyecto es el de analizar, evaluar y actualizar el estado en el que se encuentra la red, así como el de realizar propuestas que mejoren su rendimiento.

El Departamento de Ingeniería de Planta de la empresa ha planteado el desarrollo de este proyecto principalmente por las siguientes razones:

- Constituir una base de datos de toda la red y sus componentes que contenga toda la información posible y susceptible de ser actualizada con facilidad.
- Representar al detalle la distribución en planta de la red mediante planos actualizados y fácilmente manejables.
- Realizar estudios sobre dimensionamientos, caídas de presión y fugas que puedan restar eficiencia a la red y que supongan costes no admisibles.

- Proponer, en base a esos estudios, medidas de mejora de la red en lo referente a modificaciones del mallado, control de compresores, reparación de fugas, aprovechamiento de calor, medidas de seguridad, etc. y reducir costes a corto/medio plazo.
- Realizar informes acerca de la legislación vigente en relación a la instalación/modificación de elementos de la red para futuros proyectos de instalación.

2. FASES Y DESARROLLO DEL PROYECTO

El trabajo encomendado por la empresa John Deere® Ibérica S.A. ha consistido principalmente en la revisión y actualización de la red de aire comprimido, la generación de una base de datos flexible y versátil sobre la misma ante los continuos cambios que se puedan generar en ella, y la extracción de conclusiones y mejoras en base a éstas para un desarrollo eficiente y óptimo de la red.

Las fases que han comprendido este proyecto cronológicamente han sido las siguientes:

- 1) Actualización de planos de la red de aire comprimido en AutoCAD® partiendo de los que la empresa poseía del año 2009. La labor consistió en recorrer a pie de máquina cada uno de los rincones de su trazado observando los ramales principales, colectores, ramales primarios y ramales secundarios que se extendían por cada una de las naves industriales, así como los terminales que iban a parar a las máquinas o aparatos a nivel de suelo. Esta fase supuso semanas de recopilación de datos debido a la extensión geográfica de la industria estudiada y a la ingente cantidad de acometidas y derivaciones instaladas, amén de otros factores que dificultaron la tarea como pueden ser la falta de visibilidad y/o inaccesibilidad de algunas zonas.

Durante esta etapa, aparte de modificarse al detalle los planos reflejando el trazado y las dimensiones de los conductos que componen la red, los depósitos, salas de compresores, etc. se tomó nota de las máquinas conectadas, las células de trabajo en las que se encontraban y su código de máquina asignado por la propia empresa para su rápida identificación y localización. Se recopilaron también los datos impresos en las placas de características de todos los elementos para tratamiento del aire (compresores, secadores, depósitos...) para agregarlos a la base de datos.

- 2) A la par que esta primera fase, se fue desarrollando la base de datos correspondiente en Microsoft Office Excel® para cada una de las naves. Se asignaron números y letras a los ramales y colectores, y códigos de identificación fácilmente modificables y actualizables a los consumidores de la red que permitiesen una localización rápida tanto en la base de datos de Excel® como en los planos de AutoCAD®.

- 3) Tras ello, se recopiló información sobre consumos en las distintas máquinas partiendo de los manuales de operaciones de algunas de ellas almacenados en el Departamento de Mantenimiento. Su funcionamiento neumático interno (cilindros, sopladors...) era imposible de conocer a simple vista, lo que en la mayoría de los casos suponía un grave inconveniente. Los relacionados con pistolas de soplado, atornilladores, remachadoras, etc. se consultaron en diversas páginas web relacionadas con el tema y, en otros casos, por falta de información, se partió de datos lo más conservadores posibles.

El análisis y estudio de tiempos de consumo y tiempos de ciclo se llevó a cabo observando casos muy desfavorables a pie de máquina y contando con la colaboración de los operarios para la recopilación de información. Debido a la diversidad de maquinaria, se estudiaba un tipo de rectificadora, torno, centro de mecanizado, etc., y se deducían sus operaciones y el tiempo requerido para ellas. Después, ese tiempo permitía averiguar su factor de utilización, el cual se extrapolaba a las demás.

- 4) Una vez agregados los valores de consumo a la base de datos, se realizaron los cálculos necesarios para comprobar si la red estaba convenientemente dimensionada así como los cálculos para determinar cómo deberían dimensionarse los tramos de forma correcta. Se comprobó si los compresores actualmente instalados eran capaces de sostener la demanda media y máxima, las cuales se estimaron con los valores aportados por la base de datos previamente elaborada y corroborados por un informe de Diciembre de 2009 de una auditoría realizada por la empresa Atlas Copco® durante una semana [2]. En dicho documento se reflejó el consumo de aire de la empresa a lo largo de los días partiendo del consumo eléctrico de los compresores fácilmente medible y aplicando un factor de eficiencia eléctrica.

Se comprobó igualmente si el conjunto de depósitos conectados en toda la red soportaban los picos de demanda en función del caudal proporcionado por los compresores.

- 5) Posteriormente, se realizó el estudio de los casos más desfavorables en cuanto a caídas de presión se refiere sobre el ramal principal que atraviesa cada una de las naves de la fábrica. Partiendo de hipótesis que simplificasen la red lo máximo posible se determinó el consumo por tramo y las dimensiones exigidas en éstos para los casos más extremos: dos compresores de un extremo de la fábrica encendidos y a pleno rendimiento y los dos

restantes en el otro extremo apagados, y viceversa. Se desestimó la opción de realizar un código de programación (p.ej. Matlab®) que permitiese el cálculo preciso de estas pérdidas de carga para optar por un desarrollo básico en Excel® por las siguientes razones:

1. La complejidad de la red en cuanto a su distribución a lo largo y ancho de la fábrica, que dificultaría sobremanera su modelización en códigos de programación complejos.
2. La exigencia por parte de la empresa de utilizar una base de datos sencilla y versátil cuyo uso no implicase un conocimiento avanzado del trazado de la red. Tampoco se requería un cálculo preciso y detallado, sino una aproximación de la situación actual que diese una idea global de las pérdidas de carga que se podrían llegar a generar.
3. Los centenares de consumidores conectados, la cantidad de conductos y acometidas con sus correspondientes diámetros y longitudes, los coeficientes de utilización, de simultaneidad, etc. elevan a millares el número de datos utilizados, lo que afectaría al tiempo de cálculo de un código de programación con relativa complejidad.

Aparte de lo mencionado, hay que tener en cuenta el conjunto de accesorios a lo largo del ramal que generan caídas de presión y que implican igualmente una gran cantidad de datos a considerar.

- 6) Tras esta labor, se sondeó de nuevo y durante varias semanas cada uno de los rincones de la red, al menos a nivel de suelo, para realizar una estimación aproximada del caudal perdido por fugas. Se revisaron los finales de línea de forma acústica atribuyendo un caudal medio perdido por cada una de las fugas que se iba detectando. Se requiere un estudio más detallado y profesional para localizarlas y clasificarlas, pero en ausencia de ello, se llevó a cabo esta tarea de forma gruesa con el fin de partir de una base para realizar los cálculos de pérdidas asociados a fugas.
- 7) En base a los resultados obtenidos se desarrollaron los cálculos de los costes por gasto energético en los compresores y secadores, los asociados a caídas de presión y a fugas, y

los referentes a mantenimiento. Así mismo, se estimaron posibles ahorros considerando reparaciones de fugas, redimensionamiento de la red y control adecuado de la presión de funcionamiento de los compresores (presión de trabajo de la red).

8) A partir de lo anterior se han propuesto diversas mejoras de cara al mantenimiento y desarrollo de la red en el futuro indicando sus presupuestos asociados para su realización a medio-largo plazo. Algunas de ellas requerirán análisis más detallados y mayor tiempo de estudio del que se ha tenido disponible. A pesar de ello, este proyecto cumple de forma razonable el cometido de reflejar algunos puntos susceptibles de mejora y plantea soluciones relativamente factibles. Las propuestas estudiadas (y explicadas con detalle en capítulos posteriores en este mismo documento) son:

1. Medidas de ahorro energético

- Minimización de caídas de presión (redimensionamiento de la red).
- Reducción de la presión media y de la banda de presión a la que operan los compresores a través de sistemas inteligentes de optimización de energía.
- Control remoto y monitorizado de la red mediante la instalación de sensores de presión, caudal, temperatura, etc. en puntos clave.
- Aprovechamiento de la energía térmica contenida en el aire para refrigeración de los compresores en el interior de estancias o naves, procesos de secado, etc., o bien, para calentamiento de agua mediante intercambiadores de calor.

2. Actuación ante fugas en la red

- Localización y estimación de fugas en la red.
- Medidas para evitar posibles fugas.

3. Posibles modificaciones en la estructura de la red

- Considerar el mallado de ciertas naves.
- Redimensionamiento de la red.
- Eliminación o adición de válvulas.
- Adición de depósitos.

4. Otras medidas

- Reforma de la sala de compresores de la Nave 19.
- Reforma de la sala de compresores de la Nave 5.
- Reforma en el circuito auxiliar de pintura de Nave 5.
- Refrigeración del compresor 3 de Nave 5.
- Pilotaje de válvulas en ramal principal, colectores y primarios.
- Etiquetar válvulas.
- Pintar tuberías.

9) Otras tareas: paralelamente al desarrollo del proyecto y relacionado con éste se fueron elaborando informes acerca de legislación y registro de instalaciones de aire comprimido en el caso de futuras ampliaciones o modificaciones en la red. Igualmente, se realizó un documento de medidas de seguridad exigidas en salas de compresores.

Es interesante mencionar que, al mismo tiempo que se desarrolló este proyecto para la red de aire comprimido, se hizo un estudio similar en las redes de agua potable y agua industrial utilizando la misma metodología. En base a los datos recopilados en una base de datos de Excel[®] similar y a sus topologías representadas en AutoCAD[®], se propusieron mejoras para incrementar la eficiencia de esas redes. No se han incluido en este documento debido a que la extensión del mismo sería excesiva.

Debido a las tareas de diversa índole que se han realizado en la elaboración de este proyecto, la mayoría de ellas desde el Departamento de Ingeniería de Planta, se ha contado con la colaboración de los Departamentos de Mantenimiento, Seguridad, Medio Ambiente, Ingeniería de Producción, Contabilidad, etc. y con subcontratas de John Deere[®] S.A. como Ferroser[®] e Inserincal[®] para el uso de plataformas que permitiesen acceso a zonas de gran altura y poco visibles, y para la adquisición de presupuestos para algunas de las mejoras que se incluyen en este documento. Igualmente, se ha contactado con empresas expertas en la materia como Ingersoll-Rand[®], Atlas Copco[®], Kaeser Compresores[®], Worthington[®], Serfriar[®], Lana Sarrate[®], Mabeconta[®], Matelco[®]... para asesoramiento, análisis de la red, petición de presupuestos y un largo etc.

3. INTRODUCCIÓN TEÓRICA

3.1. Generación de aire comprimido [3]

Los compresores son los componentes principales de la producción de aire comprimido. Se trata de máquinas impulsoras de aire, gases o vapores, que ejercen influencia sobre las condiciones de presión. Se montan en salas especialmente acondicionadas, aunque el uso cada vez más frecuente de compresores sofisticados y silenciosos da mayor flexibilidad a la instalación. Los propios compresores integran refrigeradores para el aire comprimido y para el aceite refrigerador de la cámara de compresión.

Las características fundamentales de un compresor son el caudal suministrado y la presión. La unidad de medida del caudal suministrado (o capacidad del compresor) viene indicada en aire aspirado a presión atmosférica y a temperatura normal, concretamente a 1,013 bares de presión, 20°C de temperatura y a un 65% de humedad relativa. La nomenclatura utilizada para expresar estas condiciones suele ser la siguiente: N l/min o N m³/min. Es importante destacar que, el caudal suministrado por el compresor debe adaptarse al consumo general de los diferentes elementos de trabajo de la planta.

En los catálogos de los compresores, equipos de aire comprimido y herramientas neumáticas, las cantidades generación o consumo de aire suelen referirse a aire libre por minuto. Si no es así, deberá realizarse la conversión para conocer el caudal concreto que circula por la red a la presión de trabajo de la misma. La relación utilizada es la siguiente:

$$Q = Q_P \cdot (P + P_{ATM}) / P_{ATM} \quad (1)$$

donde:

Q = caudal de aire libre

Q_P = caudal de aire comprimido a la presión P

P = Presión del aire comprimido

P_{ATM} = Presión atmosférica

Para determinar la capacidad del compresor necesaria para alimentar una herramienta, máquina o un grupo de accionamientos neumáticos, es necesario tener en cuenta los siguientes datos:

- Consumo específico: se refiere al consumo de aire requerido por una herramienta, para el servicio continuo a la presión de trabajo dada por el fabricante. Como se ha comentado anteriormente, este consumo es expresado en aire libre ($N\ l/min$ o $N\ m^3/min$).
- Coeficiente de utilización: margen de operación intermitente o factor de servicio, el cual indica el tiempo en el que el componente está parado.
- Coeficiente de simultaneidad: promedio de los coeficientes de utilización de cada herramienta neumática utilizada en la industria. Este coeficiente se multiplica por el consumo de aire total de las máquinas, entregando así el consumo de aire real según el tiempo que cada máquina se está utilizando.

Por consiguiente, para determinar la capacidad de los compresores, se partirá del consumo total de la planta, al cual habrá que añadirle un porcentaje por pérdidas de aire admisible por fugas, así como sumarle otro porcentaje adicional para prever posibles ampliaciones.

Las presiones obtenidas dependerán del tipo de compresor e incluso de las etapas de compresión. En cualquier caso, y para un uso industrial medio, en los elementos consumidores es preciso alcanzar una presión mínima garantizada de 6 bares.

En el proceso de compresión la temperatura del aire se eleva, lo que supone un aumento del trabajo de compresión. Para evitar en la medida de lo posible ese incremento y mejorar el rendimiento, se realiza el proceso en varias etapas con refrigeración en cada una de ellas. Con ello se consigue, además, elevar el rendimiento volumétrico puesto que la relación de presión disminuye progresivamente en cada etapa. Si, por otra parte, el trabajo se distribuye por igual en cada una de las etapas, la potencia requerida para la compresión será mínima. Logrando que la temperatura del aire que sale del refrigerador intermedio sea igual a la temperatura del aire de aspiración del compresor se consigue una refrigeración intermedia perfecta.

Compresores de tornillo

En el presente proyecto solamente se ha trabajado con compresores de tornillo por lo que, a continuación, se describirán éstos únicamente:

El compresor de tornillo es un compresor de desplazamiento con pistones en un formato de tornillo; éste es el tipo de compresor predominante en uso en la actualidad. Las piezas principales del elemento de compresión de tornillo comprenden rotores machos y hembras que se mueven unos hacia otros mientras se reduce el volumen entre ellos y el alojamiento, lo que comprime el aire. La relación de presión de un tornillo depende de la longitud y perfil de dicho tornillo y de la forma del puerto de descarga.

El tornillo no está equipado con ninguna válvula y no existen fuerzas mecánicas para crear ningún desequilibrio. Por lo tanto, puede trabajar a altas velocidades de eje y combinar un gran caudal con unas dimensiones exteriores reducidas.

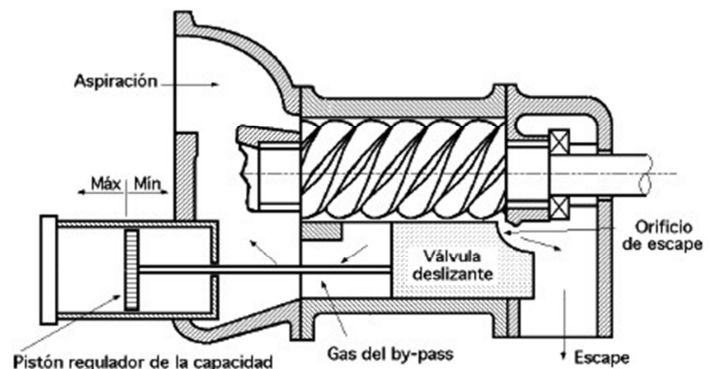


Figura 3.1. Compresor de tornillo [4]

La ventaja del compresor de tornillo frente a otro tipo de compresores es que proporciona un flujo continuo de aire, debido a sus helicoidales, y éste llega a las máquinas totalmente libre de aceite.

Las aplicaciones principales de este tipo de compresor se dan en industrias de comestibles y bebidas, elaboración militar, aeroespacial, automatización industrial, electrónica, fabricación, petroquímica médica, hospitales y un largo etc.

3.2. Requerimientos de una red de aire comprimido [5]

El grado de pureza del aire comprimido puede ser decisivo para el correcto funcionamiento de los dispositivos neumáticos. Los componentes que se utilizan, ya sean válvulas, cilindros, reguladores, etc., hacen que su duración y buen funcionamiento cotidiano

dependan de la calidad de dicho fluido. Para obtener un cierto grado de calidad, es preciso dotar al compresor de una serie de elementos que filtren al aire de impurezas, lo enfríen y después liberen de alguna forma el aire que contiene.

Estos elementos son:

- Depósito de aire o acumulador.
- Secadores o deshumidificadores.
- Purgadores
- Filtros, reguladores, lubricadores (FRL).

El aire que sale del compresor se enfría con aire o mediante intercambiadores de calor, hasta que, finalmente, un decantador de humedad se encarga de separar el agua que posee. El pequeño porcentaje de aceite que contendrá ese aire no supondrá ningún problema para el funcionamiento de las máquinas, sin embargo, permanecerá cierta cantidad de agua en el mismo que deberá ser evacuada mediante llaves de purga situadas en el fondo de los depósitos y acumuladores intermedios, aparte de colectores de condensación situados en determinados puntos de la red de distribución.

Además, en la entrada del fluido hacia la máquina, se instala un grupo de tamaño reducido que purifica el aire definitivamente, filtrándolo nuevamente y eliminando la humedad que todavía pueda contener aparte de lubricarlo con aceite especialmente preparado para este fin.

Depósito de aire o acumulador

Son elementos de almacenaje de aire a presión, situados generalmente entre los compresores y la red de distribución (también pueden situarse acumuladores en la propia red desempeñando la función de “pulmones” ocasionales) para mantener la presión constante en la red en caso de fallar el circuito eléctrico, o bien con objeto de evitar los arranques frecuentes del motor del compresor. Sus funciones son las siguientes:

- Actuar de distanciador de los períodos de regulación.
- Hacer frente a las demandas punta de caudal sin que se provoquen caídas de presión.
- Adaptar el caudal de salida del compresor al consumo de aire de la red.

- Refrigerar el aire contenido en los mismos debido a sus grandes superficies. Esto genera que se desprenda una parte de la humedad en forma de agua. Por ello, se instalan en zonas protegidas del sol y perfectamente ventiladas. Llevan en su parte inferior una llave de purga que permite la evacuación de esa agua condensada.

Cuentan con los siguientes accesorios: válvula de seguridad, capaz de evacuar el 110% del caudal del compresor, manómetro, purgas y abertura para limpieza.

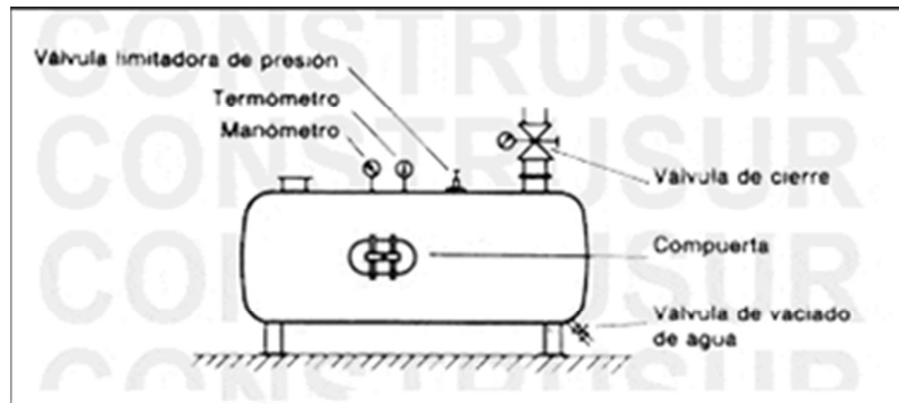


Figura 3.2. Esquema de un depósito de aire comprimido [6]

El tamaño de los depósitos depende de la capacidad de los compresores y del consumo general de la planta. Deberá tenerse en cuenta un cierto margen por posibles ampliaciones.

Secadores o deshumidificadores

Los secadores son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua, disminuyendo el punto de rocío del aire comprimido hasta un nivel suficiente para que la humedad y el vapor de aceite queden reducidos antes de su entrada en las redes de distribución, no debiendo existir condensación de agua en los puestos de utilización.

El secador es la última etapa en el proceso de secado del aire, éste posee las siguientes ventajas:

- 1) Punto de rocío constante, independiente de la carga.
- 2) Costo de la instalación de la red de aire comprimido se reduce a un 30%

Los secadores utilizados en la instalación estudiada en el presente proyecto son refrigeradores, basados en el principio de reducción de la temperatura hasta el punto de rocío.

La temperatura del punto de rocío es aquella a la que hay que enfriar un gas para lograr la condensación del vapor de agua contenido en él. El aire comprimido entra en el secador pasando primero por el intercambiador de calor de aire-aire, en donde se enfría mediante aire seco y frío. El condensado de aceite y agua se evacúa del intercambiador a través del separador.

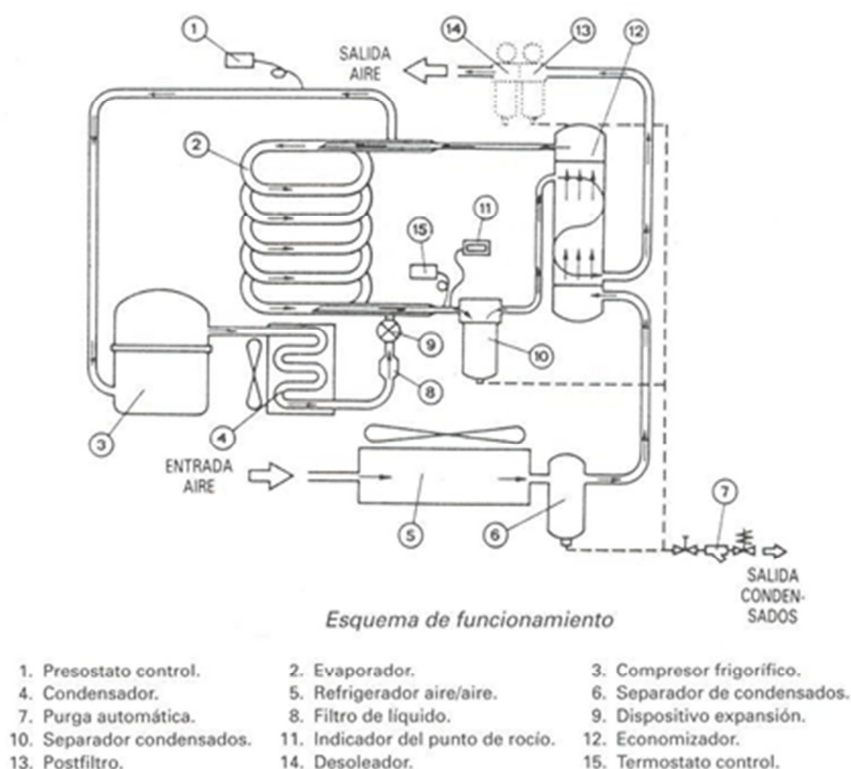


Figura 3.3. Esquema de un secador refrigerador [7]

Tras haberse preenfriado, el aire comprimido pasa a través del grupo frigorífico (vaporizador) y se enfría más hasta una temperatura ligeramente superior a los 0°C. En este proceso se eliminan por segunda vez el agua y el aceite condensados.

Filtros

Se encargan de extraer del aire comprimido circulante todas las impurezas y el agua condensada.

En la figura 3.4. se muestra el esquema interno de un filtro. Para entrar en el recipiente (1), el aire comprimido debe atravesar la chapa deflectora (2) provista de ranuras directrices. Como consecuencia se somete a un movimiento de rotación. Los componentes líquidos y las partículas grandes de suciedad se desprenden por el efecto de la fuerza centrífuga y se acumulan en la parte inferior del recipiente. En el filtro sintetizado (4) sigue la depuración del aire

comprimido. Dicho filtro (4) separa otras partículas de suciedad. Debe ser sustituido o limpiado de vez en cuando, según el grado de suciedad que posea el aire comprimido. El aire comprimido limpio pasa entonces por el regulador de presión y llega a la unidad de lubricación y de aquí a los consumidores. La condensación acumulada en la parte inferior del recipiente (1) se deberá vaciar antes de que alcance la altura máxima admisible, a través del tornillo de purga (3). Si la cantidad que se condensa es grande, conviene montar una purga automática de agua.

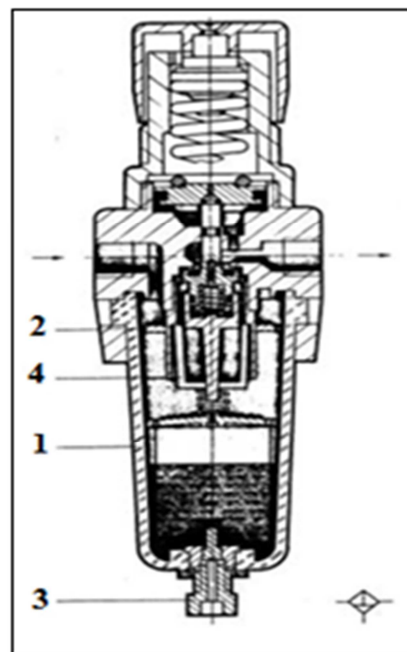


Figura 3.4. Esquema de un filtro [8]

Reguladores de presión

Toda la instalación neumática dispone de una presión de trabajo óptima distinta a la existente en la red y generalmente más baja. Presiones de trabajo muy altas, producen grandes pérdidas de carga y un desgaste elevado de los componentes; mientras que trabajando con presiones bajas, el rendimiento obtenido es malo.

Para regular dicha presión existen reguladores de diversos tipos entre los que destacan los siguientes:

- De diafragma: el aire que llega del orificio de entrada, se bloquea o se deja pasar por un obturador cuya apertura o cierre se consigue a través de un vástago mandado por un diafragma en equilibrio entre dos fuerzas.

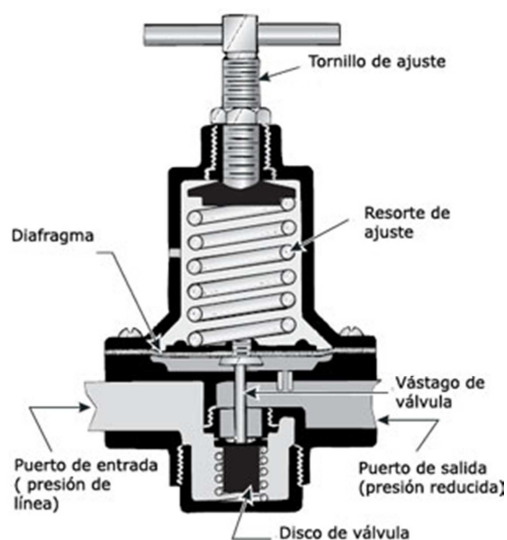


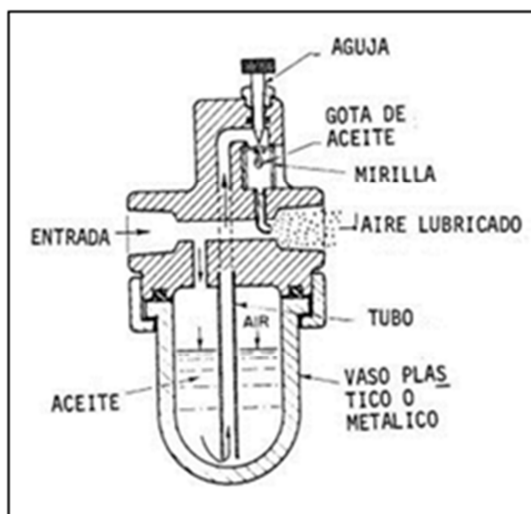
Figura 3.5. Regulador de presión [9]

- De pistón: es una variante del caso anterior. Un pistón en vez de una membrana está en equilibrio entre las dos fuerzas superior e inferior.

El funcionamiento del regulador de presión depende del equilibrio que la presión del aire ejerce sobre una membrana sujeta a la acción de dos resortes contrapuestos. En todas las regulaciones de presión, cuando aumenta la demanda de caudal, aquella disminuye. La diferencia entre la presión regulada al principio y la que efectivamente obtenemos, se llama caída del regulador.

Lubricadores

Dado que las automatizaciones neumáticas se realizan con componentes (cilindros, válvulas, etc.) que tienen órganos mecánicos en movimiento y que, por tanto, están sujetos a rozamiento, es necesario proceder a la lubricación de los mismos. Para evitar la lubricación



manual y periódica de dichos componentes, es preferible realizar la misma mediante el aire comprimido que produce el movimiento de dichos componentes.

Para ello, es necesario disponer de aparatos lubricadores con el fin de añadir al aire una cierta cantidad de aceite en forma de gotitas que puedan ser transportadas una distancia lo más larga posible por el flujo de aire.

Figura 3.6. Esquema de un lubricador [\[10\]](#)

En los lubricadores de niebla se genera un goteo de unas 8-9 gotas de aceite por metro cúbico de aire y se requiere utilizar aceites poco viscosos de 3º a 4º E a 20 °C. Como en los filtros, también en los lubricadores el caudal depende de la caída de presión existente entre la entrada y la aplicación.

3.3. Distribución del aire comprimido [\[11\]](#)

Se entiende por red de aire comprimido al conjunto de todas las tuberías que parten desde el depósito, fijamente unidas entre sí y que conducen el aire comprimido a los puntos de toma para los equipos consumidores individuales. Los criterios principales de una red son la velocidad de circulación y la caída de presión de las tuberías.

Como resultado de la racionalización y automatización de los dispositivos de fabricación, las empresas precisan continuamente una mayor cantidad de aire. Cada máquina y mecanismo necesita una determinada cantidad de aire, siendo abastecidos por un compresor, a través de una red de tuberías. En la planificación de instalaciones nuevas debe preverse una futura ampliación de la demanda de aire, por cuyo motivo deberán dimensionarse generosamente las tuberías. El montaje posterior de una red más amplia significa incurrir en costos más elevados.

Se pueden considerar tres tipos de tuberías:

- Tuberías principales y colectores: la tubería principal es la que sale del acumulador y canaliza la totalidad del aire. Los colectores derivan de la tubería principal y sirven de pulmones para abastecer de aire a las primarias. Deben tener el mayor diámetro posible. El rango de velocidades recomendable va desde los 6 m/s a los 10 m/s.
- Tuberías primarias: toman el aire de los colectores, ramificándose por las zonas de trabajo, y derivan en tuberías de menor diámetro denominadas acometidas o tuberías de servicio. El caudal que pasa por ellas es igual a la suma del caudal de todos los puntos de consumo. La velocidad del aire se mueve en un rango de valores desde los 15 m/s a los 20 m/s.
- Las tuberías de servicio (o secundarias/terciarias) son las que alimentan los equipos neumáticos. Llevan acoplamientos de cierre rápido, e incluyen mangueras de aire y los grupos filtro-regulador-lubricador. Se deben evitar tuberías de diámetro inferior a 1/2", ya que se pueden cegar.

El trazado de la red de distribución se realizará considerando la ubicación de los puntos de consumo, la ubicación de las máquinas, la configuración de las naves y las actividades dentro de la planta industrial debiendo tener en cuenta los siguientes principios:

- a) Trazado de la tubería de modo que se elijan los recorridos más cortos y tratando que sea lo más recta posible, evitando los cambios bruscos de dirección, las reducciones de sección, las curvas, las piezas en T, etc., con el objeto de producir una menor pérdida de carga.
- b) En lo posible tratar de que el montaje de la misma sea aéreo, lo que facilitará la inspección y el mantenimiento. Evitar las tuberías subterráneas, pues no son prácticas en ningún sentido.
- c) En el montaje contemplar que puedan desarrollarse variaciones de longitud producidas por dilatación térmica, sin deformaciones ni tensiones.
- d) Evitar que la tubería se entremezcle con conducciones eléctricas, de vapor, gas u otras.
- e) Dimensionar generosamente las mismas para atender a una futura demanda sin excesiva pérdida de carga.
- f) Inclinar las tuberías ligeramente un 3% en el sentido del flujo del aire y colocar los extremos bajos. Los ramales de bajada han de contar con purgas manuales o automáticas. Esto evita la acumulación de condensado en las líneas.
- g) Colocar válvulas de paso en los ramales primarios y secundarios para facilitar la reparación y el mantenimiento sin poner fuera de servicio toda la instalación.
- h) Las tomas de servicio o bajantes nunca deben hacerse desde la parte inferior de la tubería sino por la parte superior a fin de evitar que los condensados puedan ser recogidos por éstas y llevados a los equipos neumáticos conectados a la misma.
- i) Las tomas y conexiones en las bajantes se realizarán lateralmente colocando en su parte inferior un grifo de purga o un drenaje automático.
- j) Atender las necesidades de tratamiento del aire, viendo si es necesario un secado total o sólo parcial del mismo.
- k) Prever la utilización de filtros, reguladores y lubricadores en las tomas de servicio.

3.4. Material y dimensionado de tuberías [\[12\]](#)

Las tuberías suelen ser de acero negro, galvanizado o inoxidable. Deben poder desarmarse fácilmente, ser resistentes a la corrosión y tener un precio módico.

Las tuberías que se instalen de modo permanente se montan preferentemente con uniones soldadas por su económico precio. El inconveniente de estas uniones consiste en que, al soldar, se producen cascarillas que deben retirarse de las tuberías. De la costura de soldadura se desprenden también fragmentos de oxidación; por eso, conviene y es necesario incorporar una unidad de mantenimiento.

En las tuberías de acero galvanizado, los empalmes de rosca no siempre son totalmente herméticos. La resistencia a la corrosión de estas tuberías de acero no es mucho mejor que la del tubo negro. Para casos especiales se montan tuberías de cobre o plástico.

Para determinar los diámetros de éstas matemáticamente deberá partirse del caudal circulante Q por la tubería y la velocidad teórica del aire comprimido v en función de si se trata de ramales principales, colectores, primarios, secundarios...

$$D = (4Q/v\pi)^{1/2} \quad (2)$$

Siendo:

Q = Caudal circulante (m^3/s)

v = velocidad del aire comprimido (m/s)

D = diámetro de la tubería (m)

Se obtendrá un rango de diámetros admisibles desde un mínimo diámetro hasta un máximo en función de las velocidades máxima y mínima permitidas en la tubería estudiada respectivamente.

3.5. Caídas de presión

Cuando los caudales son grandes, al igual que las longitudes de las tuberías, se puede aceptar una pérdida de presión de hasta 0,5 bar, para el compresor trabajando a 7 bares. Las tuberías de aire comprimido deben dimensionarse con holgura. Desde el punto de vista de la explotación, no existe ningún riesgo en que una tubería quede sobredimensionada; la caída de presión será menor y la tubería funcionará como depósito de aire. El costo adicional como

consecuencia de cierto aumento de la dimensión es insignificante comparado con los gastos que pueden originarse si la red de tuberías ha de renovarse al cabo de algún tiempo.

La caída de presión dependerá de las siguientes magnitudes:

- El caudal de aire.
- La longitud de las tuberías.
- El diámetro de las tuberías.
- La presión de trabajo en los consumidores.
- La cantidad de estrangulamientos en la red.

Y se expresa mediante la fórmula siguiente [\[13\]](#):

$$\Delta p = \beta v^2 L_p / RTD \quad (3)$$

donde:

β = Índice de resistencia (Se calcula a partir del peso G : $G \text{ (kg)} = 1,3 \cdot Q \text{ (N m}^3/\text{min)} \cdot 60 \text{ (kg/m)}$)

v = velocidad del aire comprimido (m/s)

L = longitud de la tubería (m)

P = presión de trabajo (bares)

R = constante del aire (29,27 J/kg·K)

T = temperatura del aire (K)

D = diámetro de la tubería (m)

Δp = caída de presión (bares)

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera dicha configuración y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un

flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración del flujo, producen una pérdida de presión adicional.

La pérdida de presión total producida por una válvula o accesorio consiste en:

1. La pérdida de presión dentro de la válvula.
2. La pérdida de presión en la tubería de entrada es mayor de la que se produce normalmente si no existe válvula en la línea. Este efecto es pequeño.
3. La pérdida de presión en la tubería de salida es superior a la que se produce normalmente si no hubiera válvula en la línea. Este efecto puede ser muy grande.

En las pérdidas de presión en accesorios (válvulas, Tés, codos, etc.) a efectos de cálculo y con la misión de encontrar un resultado rápido con una aproximación aceptable, basta añadir, a la longitud propia de la tubería un suplemento de longitud de tubería que compense la pérdida de presión ocasionada por dichos elementos.

4. SITUACIÓN ACTUAL DE LA RED

La red de aire comprimido de John Deere® Ibérica S.A. se trata de una red antigua cuyos ramales principales no se han modificado apenas en estos años. Como se verá más adelante, el nivel de pérdidas de aire por fugas es elevado, como suele corresponder a este tipo de industrias con cierta antigüedad. Por otra parte, y puesto que se trata de una factoría de producción de maquinaria agrícola de gran magnitud, su consumo de aire alcanza valores considerables y requiere un sistema de generación muy robusto para abastecer la demanda.

Por todo ello, la potencia invertida y desperdiciada en mantener dicha red en funcionamiento será tan elevada que requerirá una actualización a fondo en cuanto a su situación y distribución así como una optimización del sistema y de las condiciones de seguridad, mantenimiento, control, etc. para alcanzar una eficiencia energética superior a la que presenta en el momento actual.

4.1. Consumo actual de aire comprimido

Como ya se ha comentado, se estima una demanda elevada debido a las características de la instalación. La fábrica consta de multitud de máquinas rectificadoras, tornos, centros de mecanizado, etc. cuyos cilindros neumáticos requieren un suministro de aire bastante continuado. Los hornos y granalladoras de la zona de tratamientos térmicos así como las líneas de pintura de las naves 12 y 14 y las salas de mezclas de las naves 5, 12 y 14 son puntos de alto consumo a tener en cuenta. Además de todo ello, la gran mayoría de puestos de trabajo cuentan con pistolas de soplado para la limpieza de herramientas y piezas mecanizadas y con pistolas de taladrado o atornillado que suponen un elevado porcentaje del consumo del conjunto de la fábrica.

A la hora de realizar las estimaciones se ha procurado observar con bastante detalle la cantidad de tomas que derivaban de cada una de las acometidas de la red aunque, debido a la complejidad de la misma, no siempre se podía determinar dónde tenían lugar las conexiones. Se han tomado como referencia casos muy desfavorables de los que se han observado a pie de planta y simplificado la diversidad de maquinaria conectada a dicha red en unos pocos elementos. En el Anexo II se concretan las hipótesis realizadas para los casos desfavorables, los tiempos de actuación de los mecanismos, etc.

Para los factores de utilización, URs (Utilization Review, %) [14], se ha utilizado un tiempo por jornada de 6,5 horas efectivas de trabajo.

A continuación se muestran los consumos estimados para la presión de trabajo de la red (7 bares) en cada tipo de máquina o aparato que requiere aire comprimido para su funcionamiento:

- Soplados: en la limpieza de máquinas o piezas fabricadas se utilizan pistolas de soplado que consumen mayor cantidad de aire en función del diámetro de su orificio. Se ha utilizado la siguiente estimación [15]:

Diámetro orificio (mm)	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Caudal (l/min)	22	75	290	710	1130	1550	1970	2390	2810	3230	3650

Tabla 4.1. Diámetros y caudales de los orificios para soplado

Se considera una fabricación media de 100 piezas por jornada y unos 6 segundos de soplado sobre cada una de ellas. Se estiman también un par de limpiezas de la propia máquina (torno, centro de mecanizado, etc.) de unos 30 segundos en cada jornada. De esta manera obtenemos los siguientes resultados:

Nº piezas (soplados)/jornada	tiempo soplado (s) /soplado	tiempo soplado (s)/jornada	tiempo limpieza máquina (s)/jornada	tiempo total (s) /jornada	UR
100	6	600	60	660	0,028

Tabla 4.2. Tiempos y factor de utilización en soplados

UR Soplados = 0,028

- Bombas bidones de grasa y pintura:

Teniendo en cuenta condiciones desfavorables y siendo conservadores, estimamos una frecuencia de utilización de las pistolas de grasa de unos 4 usos por pieza. Se supone un tiempo

de 5 segundos por engrasado. El número aproximado de piezas por jornada son 108. Con ello, obtenemos los siguientes valores:

Nº piezas/jornada	Nº engrasados/pieza	Nº engrasados/jornada	Tiempo engrasado (s) / engrasado	Tiempo engrasado total (s)	UR
108	4	432	5	2160	0,092

Tabla 4.3. Tiempos y factor de utilización en bombas para bidones de grasa

BOMBA TIPO 1 (l/min)	BOMBA TIPO 2 (l/min)	BOMBA TIPO 3 (l/min)	BOMBA TIPO 4 (l/min)	BOMBA TIPO 5 (l/min)	BOMBA TIPO 6 (l/min)	BOMBA TIPO 7 (l/min)
Caudal libre (grasa o pintura) 8,3 N l/min; ratio 34:1	Caudal libre (grasa o pintura) 7,6 N l/min; ratio 20:1	Caudal libre (grasa o pintura) 9,5 N l/min; ratio 5:1	Caudal libre (grasa o pintura) 114 N l/min; ratio 3:1	Caudal libre (grasa o pintura) 38 N l/min; ratio 3:1	Caudal libre (grasa o pintura) 91 N l/min; ratio 4:1	
282,2	152	47,5	342	114	364	159
Caudal 8,3 l/min; ratio 34:1	Caudal 7,6 l/min; ratio 20:1	Caudal 9,5 l/min; ratio 5:1	Caudal 114 l/min; ratio 3:1	Caudal 38 l/min; ratio 3:1	Caudal 91 l/min; ratio 4:1	
40,31	21,71	6,79	48,86	16,29	52,00	22,71

Tabla 4.4. Caudales en bombas para bidones de grasa y pintura

UR Bombas = 0,092 (El UR para las bombas de pintura lo consideramos similar al de las de grasa)

- Soplados en lavadoras: Se refiere a la limpieza de las piezas una vez salen de las lavadoras industriales. El factor de utilización varía con respecto al soplado en cualquier otra máquina u operación. Se considera que el número de lavados medio por jornada es 20.

- Tiempo de movimiento: 60 segundos

- Tiempo de un ciclo: 1440 segundos

- **UR = 0,042**

- Lavadoras: En el interior de las mismas y durante el lavado se activan chorros de aire que facilitan la limpieza de las piezas.

- Tiempo de movimiento: 150 segundos

- Tiempo de un ciclo: 1440 segundos

- **UR = 0,104**

- Pistola neumática: El consumo medio de una pistola automática, ya sea una atornilladora, remachadora, brazo mecánico, etc. es de unos 700 N l/min. **Consumo a 7 bares = 100 l/min.**

Se ha estimado partiendo de un caso bastante desfavorable: el número de atornillados por pieza o caja es de 50 (teniendo en cuenta el uso de una sola de las 5 ó 6 pistolas que puede haber en un puesto). El tiempo supuesto para cada atornillado son 6 segundos. El número de piezas/cajas por jornada es de 12.

- Tiempo de movimiento: 300 segundos

- Tiempo de un ciclo: 1980 segundos

- **UR = 0,152**

- Robots: Están encerrados en células de trabajo desplazando piezas de mediano y gran tamaño. El consumo libre medio se ha estimado próximo a lo utilizado por una pistola neumática (un valor de unos 100 N l/min de gasto en cilindros para desplazamiento o agarre de piezas + un par de boquillas de soplado de unos 2 mm de diámetro (600 N l/min)). Caudal libre = 700 N l/min. **Consumo a 7 bares = 100 l/min.**

Tomamos unos 90 segundos de soplado + movimientos de cilindros del robot en un ciclo (110 segundos) y un ciclo de 20 minutos por pieza.

- Tiempo de movimiento: 200 segundos

- Tiempo de un ciclo: 1200 segundos

- **UR = 0,167**

- Desplazamiento piezas: Se refiere a todas aquellas tomas utilizadas para desplazar cilindros que a su vez permiten el movimiento de piezas fabricadas o funciones similares. Caudal libre = 200 N l/min. **Consumo a 7 bares = 28,57 l/min.** Consideramos una media de 200 piezas por jornada.
 - Tiempo de movimiento: 25 segundos
 - Tiempo de un ciclo: 117 segundos
 - **UR = 0,214**
- Bancos: Bancos de trabajo que requieren cilindros neumáticos para su funcionamiento. Suponemos una media de 100 piezas por jornada. Caudal libre = 200 N l/min. **Consumo a 7 bares = 28,57 l/min.**
 - Tiempo de movimiento: 10 segundos
 - Tiempo de un ciclo: 120 segundos
 - **UR = 0,083**
- Microfugómetros: con dichos instrumentos se realizan pruebas de estanqueidad en las piezas. Se mide la hermeticidad de un cuerpo o depósito, el proceso de llenado, y la comprobación y medición de la posible caída de presión en su interior, que nos garantiza la fiabilidad de dicha prueba. Se estima un consumo bajo. Caudal libre = 200 N l/min. **Consumo a 7 bares = 28,57 l/min.**
 - **UR = 0,5**
- Otras máquinas:

En lo referente a máquinas de mayores dimensiones o líneas de montaje con circuitos neumáticos internos más complejos, se han consultado diversos manuales de operación de las distintas marcas que se utilizan en el complejo de John Deere® S.A. La media de caudal libre utilizado según éstos oscila entre los 300 y los 600 N l/min. Para las líneas de montaje, se ha partido de datos conocidos en algunas de ellas como puede ser la línea Row Unit ubicada en la nave 19. La bibliografía consultada aparece reflejada al final de este proyecto [\[16\]](#).

La fábrica de John Deere® S.A. cuenta con un sistema de Shot Peening para el tratamiento de superficies en piezas metálicas. Se las bombardea a temperatura ambiente con bolas pequeñas, las cuales impactan en el material actuando como minúsculos martillos y produciendo pequeños hundimientos. La huella se crea con un fenómeno de alargamiento en tensión. Debajo de la superficie, el material intenta restaurar la capa deformada a su estado original, lo que crea una tensión residual de compresión de fuerte amplitud. Para impulsar todas estas bolas se exige una alta cantidad de aire comprimido que ronda los 1500-2500 l/min en Condiciones Normales (N l/min). El utilizado en estas instalaciones cuenta, de hecho, con un sistema depósito-secador-filtros para mantener esa cantidad de aire en condiciones óptimas. En el plano de AutoCAD® (Anexo III), se puede observar dicho sistema con detalle (nave 1, ramal 1-5, zona hornos tratamientos térmicos, concretamente, detalle D4).

Los factores de utilización rondan valores similares en torno al 30-40%. Se han observado para algún tipo de máquina y se han extrapolado para el resto por la dificultad que conlleva conocer el proceso interno de cada una de las máquinas, líneas de montaje o líneas de pintura. A continuación se muestran los caudales y los factores de utilización considerados en este tipo de máquinas:

TIPO DE MÁQUINA	CAUDAL LIBRE (N l/min)	CAUDAL (l/min)	UR (Factor de utilización)
Fresadoras	600	85,71	0,25
Rectificadoras	600	85,71	0,25
Tornos	500	71,43	0,33
Hornos (revenido, inducción, cementación...)	500	71,43	0,33
Centros de mecanizado	600	85,71	0,33
Talladoras	100	14,29	0,25
Refrentadoras, achaflanadoras, afeitadoras...	300	42,86	0,25
Líneas de montaje	1000	142,86	0,4
Salas de mezclas (Bombas bidones pintura)			0,4
Toma media línea de pintura	300	42,86	0,4
Shot Peening	2000	285,71	0,33
Tomas de consumo despreciable	100	14,29	0,1

Tabla 4.5. Caudales y factores de utilización para fresadoras, rectificadoras, tornos, etc.

4.2. Generación actual de aire comprimido

En el archivo Excel[®] aparecen todos los datos recopilados de compresores, secadores, filtros y depósitos que forman parte de los sistemas de generación de aire de ambas salas. A continuación se muestra un resumen de los mismos para tener una imagen general del sistema de generación de aire comprimido:

a) COMPRESORES [\[17\]](#)

La fábrica dispone de dos salas de compresores con dos compresores en cada una de ellas. Una se encuentra situada junto a la nave 12, mientras que la otra está ubicada en lo alto de la nave 19. Los compresores son de tipo tornillo y con regulación todo/nada excepto el compresor nº 2 que dispone de un variador de frecuencia.

Sala de compresores de nave 19

Compresor nº 1 Ingersoll-Rand SSR ML-160: Potencia: 160 kW (217 CV). Capacidad máxima: 28 m³/min (~ a 7 bares)

Compresor nº 2 Ingersoll-Rand N160: Potencia: 160 kW (217 CV). Capacidad máxima: 28 m³/min (~ a 7 bares)

Sala de compresores de nave 5

Compresor nº 3 Ingersoll-Rand R160IU-7,5: Potencia: 176 kW (239 CV). Capacidad máxima: 28,5 m³/min (~ a 7 bares)

Compresor nº 4 Worthington RLR150A6: Potencia: 110 kW (150 CV). Capacidad máxima: 20 m³/min (~ a 7 bares)

b) SECADORES

Los secadores utilizados para tratar el aire saliente de los compresores son los siguientes:

Sala de compresores de nave 19

Secador nº 1 Hankison HD2800CE-G: Potencia: 7,37 kW (10 CV). Capacidad máxima: ? m³/min

Secador nº 2 Ingersoll-Rand D3000IN-A: Potencia: 9,7 kW (13,18 CV). Capacidad máxima: 50 m³/min

Sala de compresores de nave 5

Secador nº 3 Ingersoll-Rand TS8A-50: Potencia: 11 kW (15 CV). Capacidad máxima: 46,4 m³/min.

Secador nº 4 Worthington DW210: Potencia: 5,89 kW (8 CV). Capacidad máxima: ? m³/min.

c) FILTROS

Exceptuando para el secador nº 1, el resto de secadores cuenta con filtros externos para tratamiento del aire a su entrada y a su salida (los propios secadores a veces incluyen internamente filtros). Estos son:

Filtros del conjunto compresor y secador nº 2: Ingersoll-Rand F2800 IHE e Ingersoll-Rand F2800 IGE

Filtros del conjunto compresor y secador nº 3: Ingersoll-Rand IRGP1380 e Ingersoll-Rand IRHE1380

Filtros del conjunto compresor y secador nº 4: 2 Filtros Tratécnica

4.3. Depósitos

Los depósitos que forman parte de la red cumplen cometidos como el de proporcionar aire a la presión requerida sin tener que activar el compresor así como de atender los picos de demanda que se puedan producir. El tamaño de los depósitos dependerá del tipo de compresor, de la presión de funcionamiento y de las oscilaciones de presión que generan los consumidores. Más adelante, en la tabla 5.10 se muestran los depósitos disponibles actualmente en la instalación.

4.4. Equipo auxiliar

Por otra parte, en la nave 12 (junto a una sala de mezclas de pintura) se localiza un equipo auxiliar compuesto por un compresor, un secador y un depósito que impediría, en caso de que la

red de aire fallase, que la pintura no circulase y se estancase en las tuberías. Al igual que los equipos principales de generación de aire, los elementos de este equipo auxiliar son descritos en el archivo Excel[®].

4.5. Planos de las salas de compresores

Distribución de los elementos en la sala de compresores de Nave 19

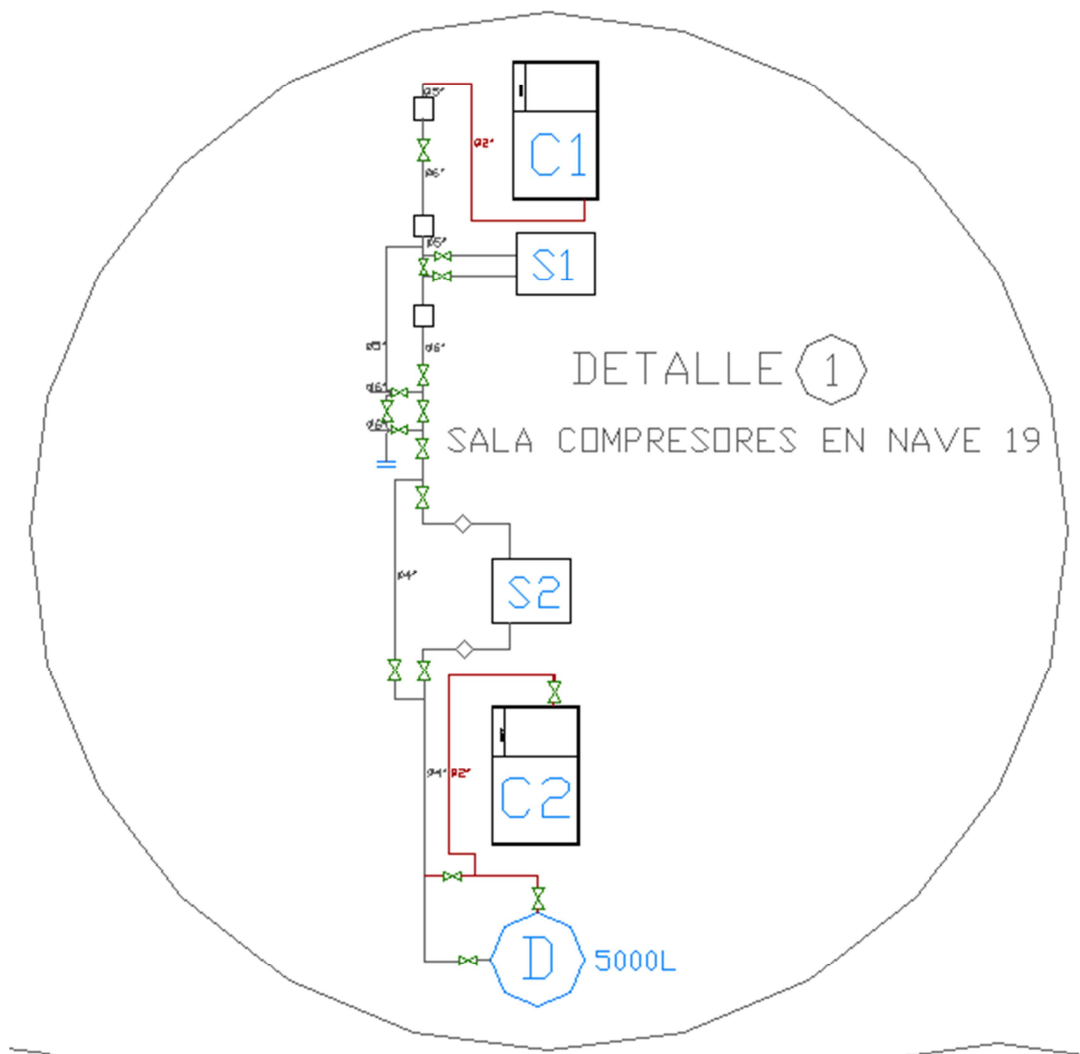
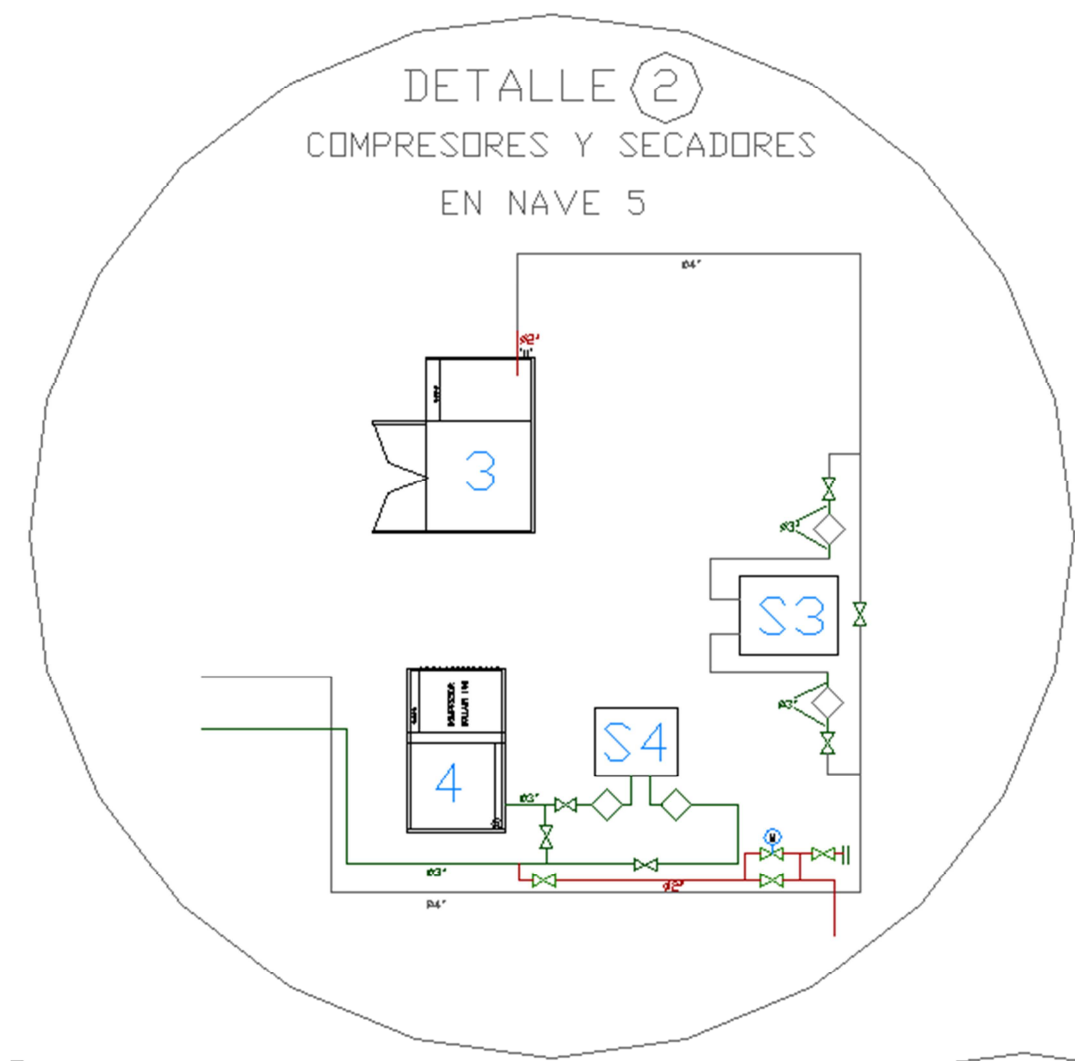


Figura 4.1. Sala de compresores de la nave 19

Distribución de los elementos en la sala de compresores de Nave 5*Figura 4.2. Sala de compresores de la nave 5***4.6. Red de tuberías**

El tipo de tubería utilizada es de acero estirado sin soldadura DIN-2440. La distribución, longitudes y diámetros de la gran mayoría de tuberías que componen la red se muestran en el plano adjunto en el Anexo III y en la base de datos de Excel[®].

La red consta de una tubería principal (P) de 4" ó 6" en función del tramo y que atraviesa cada una de las naves desde la sala de compresores de la nave 5 hasta finalizar en el extremo más

alejado de la nave 14. En la nave 19 la tubería principal (de 6" en ese tramo) atraviesa la segunda sala de compresores.

Cada una de las naves a su vez está mallada de forma que los colectores (designados de la forma "nº nave-letra" y de diámetros entre 2" y 3") suministran aire a los ramales primarios (denominados como "nº nave-nº ramal y de diámetros por lo general de 2"). Estos se ramifican en ramales secundarios o terciarios (acometidas) cuyos diámetros rondan valores de 1". Como excepción a los mallados regulares de las naves, destaca la red de las naves 12 y 5 en las cuales no hay un esquema tan definido. Esto complica los cálculos y las estimaciones que se harán posteriormente y es debido principalmente a la antigüedad de dichas naves, en las que se prolongaban las líneas sin atender a un orden concreto. Por todo ello, parte de las medidas de mejora de la red consistirán en eliminar ramales innecesarios entre ambas naves.

Planos de AutoCAD®

El plano realizado en AutoCAD® nos proporciona una visión global de toda la red de aire comprimido de la fábrica de John Deere® S.A. Se ha procurado asignar códigos tanto a los conductos, como a las válvulas y elementos conectados que componen la red de forma que su estudio sea lo más correcto posible. Así mismo, se han realizado esquemas detallados de las zonas más complejas y de especial relevancia, como pueden ser las salas de compresores, las salas de pintura, el circuito de emergencia junto a la sala de pintura de nave 12 y la granalladora junto a la zona de tratamientos térmicos.

Aparte de ello, y puesto que AutoCAD® lo permite, se han desarrollado "capas" en el plano que, al activarlas, nos permiten mostrar los tramos estudiados para los estudios de caídas de presión en el ramal principal o bien las ampliaciones o modificaciones que se proponen en este documento, ya sean redimensionamientos, adición/eliminación de depósitos o válvulas, cambios en la estructura de la red, etc.

5. DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS

La base de datos de toda la red de aire comprimido se ha desarrollado en Microsoft Excel[®] puesto que consta de miles de datos a manejar. La complejidad de la red estudiada exige la máxima facilidad posible a la hora de añadir, modificar o eliminar cualquier dato en la misma. Por esto, se ha procurado establecer el criterio de mallado descrito en el apartado anterior enumerando cada una de las tomas derivadas de cada acometida y asignándoles su diámetro, caudal circulante, factor de utilización, etc. correspondientes. Para un manejo sencillo se han dividido las casillas en cuatro tipos a los cuales va asociado un color:

- Casillas azules: susceptibles de modificarse sin alterar la estructura de cálculo de la BDD.
- Casillas marrones: muestran valores fijos o resultados calculados automáticamente al introducir datos en las casillas azules (se pueden modificar, pero con la consecuencia de alterar el algoritmo de cálculo de la BDD ya predefinido).
- Casillas verdes “OK”: indican si se cumple un determinado criterio, ya sean unas dimensiones determinadas para los conductos, caídas de presión dentro de un rango permitido, capacidad de compresores suficiente para abastecer la demanda, etc.
- Casillas rojas “NO OK”: muestran que no se cumplen esas determinadas condiciones.

Con todo ello, describiremos las secciones (o pestañas del fichero Excel[®]) de que consta dicha BDD para un análisis detallado:

5.1. Pestaña de estimaciones de caudal y factores de uso

Ya mencionada en el apartado “Consumo de aire comprimido”, se trata de una recopilación de datos estimados observando casos muy desfavorables y simplificando los consumidores en poco más de una veintena para su fácil manejo y modificación. Se ha establecido dependencia entre los datos de dicha pestaña y el resto de la BDD en donde se utilizan con el fin de modificar todos automáticamente al realizarse algún cambio. Por ejemplo, al alterarse el caudal estimado o el UR para las pistolas neumáticas, todas las acometidas de todas las naves registradas en la BDD con ese elemento final cambiarán sus valores de caudal o UR.

5.2. Pestañas de dimensionamiento de conductos (Nave 1, Nave 4...)

Tras una laboriosa recopilación de datos, se han elaborado las tablas que constituyen estas pestañas así como los planos adjuntos en AutoCAD®. Los elementos que aparecen en éstos usan la misma nomenclatura que en la BDD para una fácil y rápida identificación.

La primera tabla, consta de las siguientes columnas:

- Ramal principal, colectores y primarios: Letras o números con que se designan a los conductos que componen la red. Principal (P), Colectores (A, B, C...), Primarios (1, 2, 3...).
- Ramal secundario: Bifurcaciones de los ramales primarios, designados también con números (1, 2, 3...).
- Número AutoCAD®: Código con que se identifica una determinada acometida de la red tanto en las base de datos como en AutoCAD®. Tiene la forma: N° de nave-Letra de principal o colector, o n° de primario-N° de acometida en dicho principal, colector o primario por orden ascendente de izquierda a derecha y de arriba a abajo en el plano de AutoCAD®. Ejemplo: 6.B.02, nave 6, colector B, acometida 2.
- Denominación máquina
- Código máquina
- Célula
- Diámetro ramal principal, colector, primario... (pulgadas)
- Toma de aire: Derivaciones de la acometida a nivel de suelo.
- Caudal (l/min): Caudal estimado en la pestaña “Estimaciones caudal y Factor de uso” (Vínculo pegado desde dicha pestaña y, por tanto, dependiente de ésta).
- UR (Factor de utilización): UR estimado en la pestaña “Estimaciones caudal y Factor de uso” (Vínculo pegado desde dicha pestaña y, por tanto, dependiente de ésta).
- Caudal estimado tras aplicar UR (l/min): Aplicación automática (casilla marrón) del UR al caudal circulante por la toma.
- Caudal por acometida (l/min): Suma automática (casilla marrón) de los caudales circulantes por las derivaciones de la acometida.
- Tomas por acometida (casilla marrón)
- Coeficiente de simultaneidad por acometida (casilla marrón)
- Caudal por acometida aplicando coeficiente de simultaneidad (l/min) (casilla marrón)

Ejemplo de Torno CNC en la nave 1:

RAMAL PRINCIPAL, COLECTORES Y PRIMARIOS	RAMAL SECUNDARIO	NÚMERO AUTOCAD®	DENOMINACIÓN MÁQUINA	CÓDIGO MÁQUINA	CÉLULA	DIÁMETRO COLECTOR	DIÁMETRO RAMAL PRIMARIO	DIÁMETRO RAMAL SECUNDARIO
8	5	1.8.05	Torno CNC	Y-2079 1263	148		2"	1"

DIÁMETRO RAMAL TERCIARIO	Toma de aire	Caudal (l/min)	UR	Caudal estimado tras aplicar UR (l/min)	Caudal por acometida (l/min)	Tomas por acometida	Coef. de simultaneidad	Caudal por acometida aplicando coef. de simultaneidad (l/min)
	Soplado (D=4mm)	1130,00	0,03	31,87	55,44	2,00	0,94	52,12
	Torno CNC	71,43	0,33	23,57				

Tabla 5.1. Ejemplo de tabla 1 de la BDD

La tabla 2 consta de las siguientes columnas:

- Ramal principal, colectores y primarios: Conductos distribuidos por la nave.
- Nº de derivaciones a colectores y/o ramales primarios (casilla azul): Derivaciones desde el ramal principal o colector estudiado a otros colectores o ramales primarios respectivamente.
- Nº de consumidores en el ramal: La BDD los cuenta automáticamente a partir de la Tabla 1.
- Factor de simultaneidad: Aplicación automática de dicho factor.
- Consumo en el ramal (l/min): La BDD realiza el cálculo a partir de la Tabla 1 y de las fugas en la nave. Se parte del valor estimado para fugas en acometidas calculado en la pestaña “Consumos, fugas y depósitos” y se considera una pérdida por fugas en el ramal estudiado proporcional al número de elementos conectados a él.
- Caudal circulante (l/min): Para efectuar esta estimación consideramos que, por el ramal principal, circula lo que consumen sus derivaciones (colectores y ramales primarios si los hubiera). En los colectores se supone que circula lo que consumen tanto las tomas conectadas a él como los ramales primarios que derivan del mismo.

- D mín ramal (m): Calculado a partir del caudal medio y considerando la velocidad máxima admisible en el conducto. Se ha tenido en cuenta un coeficiente de sobredimensionamiento de valor 2, así como un valor máximo de velocidad de unos 10 m/s para la línea principal y los colectores, y un valor de 20 m/s para ramales primarios y secundarios [18].
- D máx ramal (m): Calculado a partir del caudal medio y considerando la velocidad mínima admisible en el conducto. Se ha tenido en cuenta un coeficiente de sobredimensionamiento de valor 2, así como un valor mínimo de velocidad de unos 6 m/s para la línea principal y los colectores, y un valor de 15 m/s para ramales primarios y secundarios [19].
- D actual (pulgadas): Diámetro de la tubería en la actualidad en pulgadas.
- D actual (m): Diámetro de la tubería en la actualidad en metros.
- Grosor (m)
- D int actual (m): Diámetro restando grosor.
- Comprobación diámetro: Condición “OK”-“NO OK” que especifica si el ramal está correctamente dimensionado.
- D recomendado (pulgadas): Mínimo diámetro recomendado. Escogemos el máximo múltiplo de una pulgada menor al “D mín ramal” anteriormente calculado y le añadimos media pulgada de margen.
- D recomendado (m)
- Velocidad (m/s): Velocidad del flujo de aire según el caudal medio y el diámetro actual.
- G (kg)
- β (Índice de resistencia): Se calcula a partir del peso G.
- Longitud (m)
- Caída de presión (bares): Pérdida de carga en el conducto. Consideramos la longitud utilizada como la mitad de la del conducto puesto que, si el aire entra por los extremos, la caída de presión mayor será en el centro del mismo. Como también dependerá del nº de acometidas y derivaciones, promediamos la pérdida de carga en función de esa cantidad.
- Potencia perdida (kW): Producto de la pérdida de carga y el caudal medio circulante.

Ejemplo de Tabla 2 en la nave 1:

RAMAL PRINCIPAL, COLECTORES Y PRIMARIOS	Nº DE DERIVACIONES A COLECTORES Y/O RAMALES PRIMARIOS	Nº DE CONSUMIDORES	FACTOR DE SIMULTANEIDAD	CONSUMO EN EL RAMAL (l/min)
1P	3	0	0	0
A	5	1	1	26,05905206
B	3	0	0	0
C	5	3	0,89	44,24914079
1		2	0,94	11,99307359
2		28	0,56	831,297201
3		20	0,6	433,710384
4		24	0,58	441,996361
5		3	0,89	120,1253247
6		25	0,57	511,2985826
7		18	0,61	569,3108385
8		8	0,75	251,6909207
				3241,730879

Caudal circulante (l/min)	Dmín ramal (m)	Dmáx ramal (m)	D actual (pulgadas)	D actual (m)	Grosor (m)	D int actual (m)	Comprobación diámetro
1908,506	0,127	0,164	6	0,1524	4,85E-05	0,152303	OK
891,554	0,087	0,112	4	0,1016	4,50E-05	0,10151	OK
795,954	0,082	0,106	4	0,1016	4,50E-05	0,10151	OK
1554,223	0,115	0,148	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK
11,993	0,007	0,008	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK
831,297	0,059	0,069	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK
433,710	0,043	0,050	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK
441,996	0,043	0,050	3	0,0762	4,05E-05	0,076119	NO OK
120,125	0,023	0,026	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK
511,299	0,047	0,054	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	OK
569,311	0,049	0,057	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	OK
251,691	0,033	0,038	2	0,0508	3,65E-05	0,050727	NO OK

D recomendado (pulgadas)	D recomendado (m)	v (m/s)	G	β	L (m)	CAÍDA DE PRESIÓN * (bares)	POTENCIA PERDIDA (kW)
5,5	0,1397	1,745960967	148,8634899	1,365317087	80	0,00029066	0,00092455
3,5	0,0889	1,836064349	69,5412197	1,528108944	60	0,00020242	0,00030078
3,5	0,0889	1,639185742	62,08441214	1,553977612	40	0,00021875	0,0002902
4,5	0,1143	12,8171883	121,2293767	1,407447531	110	0,02499816	0,06475453
0,5	0,0127	0,09890312	0,93545974	2,891308704	50	5,5596E-06	1,1113E-07
2,5	0,0635	6,855447562	64,84118168	1,544017585	100	0,00203776	0,00282331
1,5	0,0381	3,576673651	33,82940995	1,700084876	100	0,00085504	0,00061807
1,5	0,0381	1,618789572	34,47571616	1,695329857	100	9,6997E-05	7,1454E-05
0,5	0,0127	0,990635916	9,369775325	2,05584449	20	0,00010576	2,1174E-05
1,5	0,0381	4,216519214	39,88128944	1,659175546	60	0,00055667	0,00047438
1,5	0,0381	4,694928114	44,40624541	1,632993509	100	0,00157238	0,00149196

ANÁLISIS Y MEJORA DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRESOR		5. DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS
--	--	---------------------------------------

1,5	0,0381	2,075616166	19,63189182	1,842670911	90	0,00070223	0,00029458
							0,07206508

Tabla 5.2. Ejemplo de tabla 2 de la BDD

Magnitudes usando diámetro recomendado:

- Velocidad recomendada (m/s)
- G recomendada (kg)
- β recomendada (Índice de resistencia)
- Longitud (m)
- Caída de presión recomendada (bares)
- Potencia perdida recomendada (kW)

v recomendada (m/s)	G recomendada	β recomendada	L (m)	CAÍDA DE PRESIÓN* (bares)	POTENCIA PERDIDA (kW)
2,07519367	148,8634899	1,365317087	80	0,000447662	0,00142394
2,3938781	69,5412197	1,528108944	60	0,000392901	0,00058382
2,137185905	62,08441214	1,553977612	40	0,000424613	0,00056329
2,524519104	121,2293767	1,407447531	110	0,000430401	0,0011149
1,577905207	0,93545974	2,891308704	50	0,005652225	0,00011298
4,374885794	64,84118168	1,544017585	100	0,00066295	0,00091851
6,340269547	33,82940995	1,700084876	100	0,003577321	0,00258587
6,46139952	34,47571616	1,695329857	100	0,003087437	0,00227439
15,80465373	9,369775325	2,05584449	20	0,107520706	0,0215266
7,474505918	39,88128944	1,659175546	60	0,002329005	0,0019847
8,32256802	44,40624541	1,632993509	100	0,006578525	0,00624204
3,679386841	19,63189182	1,842670911	90	0,002938009	0,00123245
					0,04056349

Tabla 5.3. Ejemplo de tabla 2 de la BDD (Magnitudes recomendadas)

Posteriormente se vuelve a aplicar el factor de simultaneidad contabilizando colectores y ramales primarios y obtenemos el caudal consumido en la nave 1.

Factor de simultaneidad aplicado a los colectores y ramales primarios	
Nº colectores y ramales primarios	10

ANÁLISIS Y MEJORA DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRESIDO		5. DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS
---	--	---------------------------------------

Factor de simultaneidad	0,71
Consumo Nave 1	2301,63

Tabla 5.4. Consumo total en una nave aplicando factor de simultaneidad

La tabla 5.5 muestra el diámetro medio recomendado tanto para colectores como para ramales primarios en la nave 1 para futuras ampliaciones:

DIÁMETRO MEDIO RECOMENDADO COLECTORES

Caudal circulante en colectores (l/min)	Nº de colectores	Caudal circulante por colector (l/min)	Dmín colector (m)	Dmáx colector (m)	D recomendado (pulgadas)
3241,73	3	1080,57696	0,095771607	0,123640613	3,5

DIÁMETRO MEDIO RECOMENDADO RAMALES PRIMARIOS

Caudal circulante en ramales primarios (l/min)	Nº de ramales primarios	Caudal circulante por ramal primario (l/min)	Dmín ramal (m)	Dmáx ramal (m)	D recomendado (pulgadas)
3171,42	8	396,4278358	0,058008414	0,074888541	2,5

Tabla 5.5. Diámetros medios recomendados para colectores y ramales primarios

Cabe destacar que en la estimación de caudales circulantes por cada una de las tuberías, se ha tenido en cuenta no sólo el sumatorio de los consumos de la maquinaria conectada ha dicho conducto, sino también una parte proporcional del total de fugas que se calculará en la pestaña que se explica a continuación. Ello se debe a que las fugas han de considerarse como un consumidor más que permanentemente expulsa aire comprimido.

5.3. Pestaña de consumos, fugas y depósitos

En esta pestaña se recopilan los consumos de las naves y se vuelve a aplicar el factor de simultaneidad (tabla 5.6)

CONSUMO POR NAVE Y CONSUMO TOTAL	
	Consumos máquinas (l/min)
Q1	2301,63
Q4	147,45

Q5	709,45
Q6	1307,18
Q7	201,59
Q12	1410,31
Q14	1793,85
Q17	1571,32
Q19	1976,90
Qmezclas5	193,32
Qmezclas12	352
Qmezclas14	128,7428571
QT	12093,74
Nº Naves	12
Factor de simultaneidad	0,68
QT + Qfugas	8223,744516

Tabla 5.6. Consumos por nave y consumo total

Por otra parte, se recoge la información acerca de la capacidad de los compresores y se hace una comparación de todos ellos frente al caudal demandado en el caso de que funcionasen sólo 2 de los 4 compresores disponibles:

CAPACIDAD COMPRESORES

Capacidad compresor nº 1 (NI/min)	28000
Capacidad compresor nº 2 (NI/min) (VFD)	28000
Capacidad compresor nº 3 (NI/min)	28500
Capacidad compresor nº 4 (NI/min)	20000
Porcentaje de carga promedio compresor 2	0,8

COMPARACIÓN CAPACIDAD COMPRESORES FRENTE A CAUDAL DEMANDADO**Compresores Sala Nave 5 ON /
Compresores Sala Nave 19 OFF**

Capacidad compresor nº 3 (l/min)	4071,428571
Capacidad compresor nº 4 (l/min)	2857,142857
	6928,571429
	NO OK

**Compresores Sala Nave 19 ON /
Compresores Sala Nave 5 OFF**

Capacidad compresor nº 1 (l/min)	4000
Capacidad compresor nº 2 (VFD a plena carga) (l/min)	4000
	8000
	NO OK

Compresor nº 3 Sala Nave 5 y compresor nº 2 Sala Nave 19 ON	
Capacidad compresor nº 3	4071,428571
Capacidad compresor nº 2 (VFD a plena carga)	4000
	8071,428571
	NO OK

Compresor nº 4 Sala Nave 5 y compresor nº 2 Sala Nave 19 ON	
Capacidad compresor nº 4	2857,142857
Capacidad compresor nº 2 (VFD a plena carga)	4000
	6857,142857
	NO OK

NOTA: Para los casos extremos en que sólo funcionen 2 compresores, observamos que no son capaces de proporcionar el caudal medio demandado. Se activará automáticamente un tercer compresor en los períodos en los que se generen picos de demanda.

Tabla 5.7. Comparación de capacidad de compresores frente a caudal demandado

Se recopila también un listado de fugas observadas a pie de máquina y en cada una de las naves (tabla 5.8), en la mayoría de los casos detectadas de forma acústica y en momentos en que el ruido del ambiente fuese lo menos intrusivo posible para su localización. Se ha estimado un diámetro medio de fuga y un caudal asociado a este [20]. Todo ello para calcular el caudal perdido por acometidas y finales de línea. En el Anexo II aparece el listado completo de fugas toma por toma.

Para las líneas principales y primarias a la altura del techo se ha considerado un porcentaje determinado en función de la antigüedad de la instalación [21].

CÁLCULO DE FUGAS

Diámetro medio orificio fuga (mm)	Consumo medio fuga (l/min)
0,2	10

FUGAS DESTACABLES

NAVE 1	
Nº FUGAS	43
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	430
NAVE 4	
Nº FUGAS	2
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	20
NAVE 5	
Nº FUGAS	5
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	50
NAVE 6	
Nº FUGAS	9
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	90
NAVE 7	
Nº FUGAS	1
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	10
NAVE 12	
Nº FUGAS	9
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	90
NAVE 14	
Nº FUGAS	32
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	320
NAVE 17	
Nº FUGAS	22
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	220
NAVE 19	
Nº FUGAS	17
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	170

Tabla 5.8. Caudal perdido por fugas y por nave

SUMA CAUDAL FUGAS EN ACOMETIDAS

	CAUDAL (l/min)
FUGAS NAVE 1	430
FUGAS NAVE 4	20
FUGAS NAVE 5	50

FUGAS NAVE 6	90
FUGAS NAVE 7	10
FUGAS NAVE 12	90
FUGAS NAVE 14	320
FUGAS NAVE 17	220
FUGAS NAVE 19	170
SUMA FUGAS	1400

La experiencia nos dice que el 70% de las fugas se ubican en las acometidas, que son aquellas que se han recopilado [22]. El resto se encuentran en los ramales primarios y secundarios situados en lo alto de las instalaciones, con lo que el caudal total perdido será:

FUGAS ACOMETIDAS	FUGAS PRIMARIOS Y SECUNDARIOS	FUGAS TOTALES
1400	600	2000

Con todo ello podemos determinar el porcentaje de caudal perdido en toda la instalación:

CAUDAL FUGAS	CAUDAL SUMINISTRADO POR COMPRESORES	PORCENTAJE DE AIRE PERDIDO
2000	8145,24	0,245542215

Ello nos da un porcentaje perdido por fugas en torno al 20-30%, lo común en este tipo de instalaciones.

Tabla 5.9. Fugas totales

En lo referente a depósitos, se ha realizado una lista de los actualmente conectados a la red con el fin de determinar si son suficientes para que funcione eficientemente (tabla 5.10). El criterio utilizado para ello ha sido el establecido por la marca Kaeser Compresores® debido a su sencillez a la hora de realizar estimaciones. Considera que el volumen de los depósitos en litros deberá ser un tercio del caudal proporcionado en l/min [23].

DEPÓSITOS

	VOLUMEN (L)
DEPÓSITO SALA COMPRESORES NAVE 5	6000
DEPÓSITO NAVE 1	4000
DEPÓSITO SHOT PEENING	2000
DEPÓSITO SALA COMPRESORES NAVE 19	5000
DEPÓSITO LÍNEA MAIN NAVE 5	280

3 DEPÓSITOS LÍNEA PRODRIVE NAVE 14	840
DEPÓSITO NUEVA LÍNEA MAIN NAVE 14	280
DEPÓSITO 5 VELOCIDADES NAVE 14	280
2 DEPÓSITOS ROW UNIT NAVE 19	400
TOTAL	19080

CAUDAL MÁXIMO DEMANDADO EN UN DÍA (N L/MIN)	72000,00
VOLUMEN CORRESPONDIENTE (L)	24000,00
CONDICIÓN VOLUMEN DEPÓSITOS > CAUDAL DEMANDADO/3	NO OK

Tabla 5.10. Comprobación capacidad depósitos frente a caudal demandado

5.4. Pestaña de caídas de presión

Según la configuración de la red se estudian los casos más extremos en cuanto a compresores capaces de soportar la demanda con el fin de dimensionar el ramal principal de la forma más óptima posible. Activando las capas “Caídas de presión Caso x” se pueden observar los tramos en que se ha dividido el conducto principal para un estudio aproximado de las pérdidas de carga. Es obvio que la complejidad de la red dificulta un estudio preciso y, teniendo en cuenta, que la empresa exige una BDD de fácil manejo y rápida de modificar y actualizar, se ha partido de suposiciones sencillas basadas en hipótesis razonables.

De esta forma, se analizan dos tipos de caídas de presión, las generadas por el propio conducto como consecuencia de su diámetro, longitud, etc. y las provocadas por los distintos elementos que aparecen a lo largo de dicho ramal principal. Estos pueden ser: codos de 90°, codos de 45°, Tés, Válvulas (de bola generalmente a partir de 4”), estrechamientos, etc.

Pérdidas de carga

La distribución predominante en la instalación es la configuración en anillo, siendo ésta la más eficiente en lo que se refiere a caídas de presión, aunque hay zonas, sobre todo en las naves 5 y 12 en las que la distribución es más irregular.

La presión media del aire en la red es de unos 7 bares y, teniendo en cuenta que la caída máxima de presión recomendable está en torno al 10% de dicho valor [24], lo idóneo es no permitir pérdidas de carga mayores a 0,7 bares en los puntos más alejados de las salas de compresores.

Tanto las tuberías como los elementos intermedios (ya sean válvulas, codos, conectores, filtros, etc.) generan pérdidas de carga que habrá que calcular asignándoles una longitud equivalente. En las salas de compresores, elementos como los separadores de aceite, post-enfriadores, secadores... causarán altas caídas de presión. Sin embargo, el depósito acumulador situado entre éstos y la red principal servirá para remansar el flujo y no tendrán influencia sobre la caída de presión de la red.

Estudiando caso por caso y los accesorios que atraviesa el aire en el recorrido analizado obtenemos los siguientes resultados:

CASO 1: ESTUDIO DEL CASO COMPRESORES 3 Y 4 ON Y COMPRESORES 1 Y 2 OFF

CAUDAL SUMINISTRADO POR COMPRESORES SALA 5

	Caudal (l/min)
Si Caudal máximo compresores < Consumo naves; $Q_x =$	6928,57
Si Caudal máximo compresores > Consumo naves; $Q_x =$	8223,74

	Caudal (l/min)	Caudal (m ³ /s)
TRAMO 1 (QT1)	3884,064	0,065
TRAMO 2 (QT2)	2219,465	0,037
TRAMO 3 (QT3)	1109,733	0,018
TRAMO 4 (QT4)	954,642	0,016
TRAMO 5 (QT5)	2489,617	0,041
TRAMO 6 (QT6)	1659,745	0,028
TRAMO 7 (QT7)	1955,368	0,033
TRAMO 8 (QT8)	1303,579	0,022
TRAMO 9 (QT9)	1303,579	0,022
TRAMO 10 (QT10)	1303,579	0,022
TRAMO 11 (QT11)	1356,482	0,023
TRAMO 12 (QT12)	684,337	0,011
TRAMO 13 (QT13)	12,193	0,000
TRAMO 14 (QT14)	0,000	0,000
TRAMO 15 (QT15)	0,000	0,000
TRAMO 16 (QT16)	0,000	0,000

Suponemos que los flujos circulantes por los dos ramales de 3" y 4" de la sala de compresores de nave 5 se reencuentran en la intersección entre el ramal principal y el colector 12-C.

ANÁLISIS Y MEJORA DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRESOR		5. DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS
--	--	---------------------------------------

Despreciamos máquinas conectadas al ramal principal para cálculos de caídas de presión.

Tabla 5.11. Caudales circulantes en el caso 1 de caídas de presión

SUPOSICIONES EN CADA UNO DE LOS TRAMOS

$T1=(4/7)*(SI(Consumo\ naves>Caudal\ máximo;Caudal\ máximo;Consumo\ naves)-QSM5)$
 $T2=(4/7)*T1$
 $T3=(1/2)*T2$
 $T4=T3-Q12.3-Q12.4$
 $T5=(1/2)*(Qx-Q5-Q12-Q7-QSM5-QSM12)$
 $T6=(2/3)*T5$
 $T7=(1/2)*(Qx-Q5-Q12-Q7-Q17-QSM5-QSM12)$
 $T8=(2/3)*T7$
 $T9=T8$
 $T10=T9$
 $T11=Qx-Q1-Q4-Q5-Q6-Q7-Q12-Q17-QSM5-QSM12$
 $T12=T11-(1/2)*Q19$
 $T13=T12-(1/2)*Q19$
 $T14=T13-(1/2)*(Q14.15+Q14.16+Q14.17+Q14.18+Q14.19+Q14.20)$
 $T15=T14-(1/2)*(Q14.9+Q14.10+Q14.11+Q14.12+Q14.13+Q14.14)$
 $T16=T15-(1/2)*(Q14.1+Q14.2+Q14.3+Q14.4+Q14.5+Q14.6+Q14.7+Q14.8)$

CAÍDA DE PRESIÓN TUBERÍAS (bares)	CAÍDA DE PRESIÓN ACCESORIOS (bares)	CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL (bares)	CONDICIÓN CAÍDA DE PRESIÓN
0,058195467	0,033743832	0,091939299	OK

POTENCIA PERDIDA TUBERÍAS (kW)	POTENCIA PERDIDA ACCESORIOS (kW)	POTENCIA PERDIDA TOTAL (kW)
0,31629269	0,177580319	0,493873009

Tabla 5.12. Caídas de presión y pérdidas de potencia en el caso 1

Podemos observar que, si se diese el caso extremo de que los compresores 3 y 4 tuviesen que funcionar a pleno rendimiento y abastecer toda la demanda, no existirían problemas de caídas de presión en la red. Sin embargo, las zonas más alejadas a la sala de compresores, como la nave 14, no recibiría aire para su funcionamiento y los depósitos entrarían en acción ejerciendo de pulmones durante un tiempo determinado. Obviamente, al estar en un caso extremo, debería ser una situación transitoria que exigiría una rápida vuelta a la normalidad.

Estudiamos el segundo caso propuesto:

**CASO 2: ESTUDIO DEL CASO COMPRESORES 1 Y 2 ON Y COMPRESORES
3 Y 4 OFF****CAUDAL SUMINISTRADO POR COMPRESORES SALA 19**

	Caudal (l/min)
Si Caudal máximo compresores < Consumo naves; $Q_x = \text{Caudal máximo compresores}$	8000
Si Caudal máximo compresores > Consumo naves; $Q_x = \text{Consumo naves}$	8223,74

	Caudal (l/min)	Caudal (m ³ /s)
TRAMO 1 (QT1)	5348,345	0,089
TRAMO 2 (QT2)	5348,345	0,089
TRAMO 3 (QT3)	2794,091	0,047
TRAMO 4 (QT4)	2794,091	0,047
TRAMO 5 (QT5)	2794,091	0,047
TRAMO 6 (QT6)	2081,758	0,035
TRAMO 7 (QT7)	1725,592	0,029
TRAMO 8 (QT8)	1725,592	0,029
TRAMO 9 (QT9)	575,197	0,010
TRAMO 10 (QT10)	420,106	0,007
TRAMO 11 (QT11)	210,053	0,004
TRAMO 12 (QT12)	0,000	0,000

Despreciamos máquinas conectadas al ramal principal para cálculos de caídas de presión.

Tabla 5.13. Caudales circulantes en el caso 2 de caídas de presión

SUPOSICIONES EN CADA UNO DE LOS TRAMOS

$T1 = SI(\text{Consumo naves} > \text{Caudal máximo}; \text{Caudal máximo}; \text{Consumo naves}) - Q14 - Q19 - QSM14$

$T2 = T1$

$T3 = T2 - Q1 - Q4 - Q6$

$T4 = T3$

$T5 = T4$

$T6 = T5 - (2/3) * Q17$

$T7 = T6 - (1/3) * Q17$

$T8 = T7$

$T9 = (1/3) * T8$

$T10 = T9 - Q12.3 - Q12.4$

$T11 = (1/2) * T10$

$T12 = SI(\text{Consumo naves} > \text{Caudal máximo}; \text{Caudal máximo}; \text{Consumo naves}) - (\text{Consumo naves} - QSM5)$

CAÍDA DE PRESIÓN TUBERÍAS (bares)	CAÍDA DE PRESIÓN ACCESORIOS (bares)	CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL (bares)	CONDICIÓN CAÍDA DE PRESIÓN
0,028526934	0,026377394	0,054904328	OK

POTENCIA PERDIDA TUBERÍAS (kW)	POTENCIA PERDIDA ACCESORIOS (kW)	POTENCIA PERDIDA TOTAL (kW)
0,174158776	0,163196811	0,337355587

Tabla 5.14. Caídas de presión y pérdidas de potencia en el caso 2

En este otro caso, se podría abastecer a mayor cantidad de consumidores, puesto que la suma de capacidades de los compresores de la nave 19 es mayor que la de los de nave 5 pero, aun así, existirían zonas sin aire comprimido. Una de ellas sería la sala de pinturas de nave 5 (bombas neumáticas), que implicaría un riesgo considerable, pues la pintura debe circular continuamente para que no se estanque en las tuberías. Al igual que en el caso anterior, los depósitos actuarían para evitar durante un tiempo cualquier tipo de incidencia. La caída de presión también es tolerable en estas condiciones de funcionamiento.

5.5. Pestaña de costes

En la pestaña de costes se ha realizado una estimación de algunos de los costes por funcionamiento y mantenimiento de la instalación. En concreto se han estudiado cuatro puntos: coste por gasto de energía en compresores y secadores, por fugas, por caídas de presión y por mantenimiento. También se han estimado formas de ahorro para reducirlos en la medida de lo posible.

COSTES

1. COSTE DE LA ENERGÍA UTILIZADA

Estudiaremos los casos de consumo de aire de lunes a viernes y, por otro lado, lo que se demanda durante fines de semana y festivos partiendo del informe realizado en diciembre de 2009 por Atlas Copco® [25].

Caudal medio demandado de lunes a viernes (m³/min)

49

Caudal medio demandado sábados y domingos (m³/min)

39

GASTO EN COMPRESORES

DE LUNES A VIERNES

Para simplificar los cálculos reduciremos el sistema a un modelo de dos compresores (el 3 y el 4) funcionando de lunes a viernes en carga ininterrumpidamente, puesto que proporcionan aproximadamente el caudal medio que exige la red esos días:

Potencia en carga (kW)	310,37
Horas de funcionamiento al año (h)	5232
Energía consumida los días de diario por la red (kWh)	1623868,499
Gasto anual en los días de diario (€)	113670,795

SÁBADOS, DOMINGOS Y FESTIVOS

Para la potencia consumida en este caso guardaremos la proporción utilizada en los días entre semana.

Potencia en carga (kW)	247,03
Horas de funcionamiento al año (h)	3168
Energía consumida los días de diario por la red (kWh)	782594,5548
Gasto anual en los días de diario (€)	54781,61884

GASTO TOTAL ANUAL EN COMPRESORES (€)	168452,4138
---	--------------------

GASTO EN SECADORES

DE LUNES A VIERNES

Potencia en carga (kW)	18,77
Horas de funcionamiento al año (h)	5232
Energía consumida los días de diario por la red (kWh)	98187,2
Gasto anual en los días de diario (€)	6873,104

SÁBADOS, DOMINGOS Y FESTIVOS

Potencia en carga (kW)	14,94
Horas de funcionamiento al año (h)	3168
Energía consumida los días de diario por la red (kWh)	47319,57551
Gasto anual en los días de diario (€)	3312,370286

GASTO TOTAL ANUAL EN SECADORES (€)	10185,47429
---	--------------------

Gasto anual en compresores y secadores (€/año)	178637,8881
Gasto anual en compresores y secadores sin tener en cuenta fugas y caídas de presión (€/año)	126330,0921

Tabla 5.15. Coste anual en funcionamiento de compresores y secadores

2. COSTE POR FUGAS

Caudal perdido en fugas (l/min)	14000
Potencia perdida en fugas (kW)	88,67783417
Energía perdida anualmente en fugas (kWh)	744893,807
Coste fugas por año (€/año)	52142,56649

Tabla 5.16. Coste anual en fugas

3. COSTE POR CAÍDAS DE PRESIÓN

POTENCIA PERDIDA EN RAMAL PRINCIPAL, COLECTORES Y RAMALES PRIMARIOS (kW)	
Nave 1	0,07206508
Nave 4	0,00206287
Nave 5	0,000551775
Nave 6	0,007183933
Nave 7	0,004474005
Nave 12	0,040921722
Nave 14	0,015790403
Nave 17	0,04828583
Nave 19	0,089666855
	0,281002473
Coste pérdidas de potencia por caída de presión al año (€/año)	165,2294544

Tabla 5.17. Coste anual por caídas de presión

4. COSTES POR MANTENIMIENTO

Los costes en este apartado fueron consultados al Departamento de Mantenimiento. Se calculó la media anual utilizando datos de los últimos tres años.

Costes mantenimiento Worthington (€/año)	5206
Costes mantenimiento AIRCOMSA (€/año)	5283,93
Costes mantenimiento ICR (Conductivo) (€/año)	27600
Coste mantenimiento (€/año)	38089,93

Tabla 5.18. Coste anual por mantenimiento

Costes totales y porcentaje de costes

Tras los cálculos desarrollados observamos que la mayoría del gasto se asocia al aporte de energía eléctrica para que los sistemas generadores de aire comprimido funcionen (tabla 5.15). Para reducir esa cantidad se requeriría una mejora en la eficiencia de los compresores y secadores o la reducción de la banda de presión a la que trabajan éstos. De todas formas, en este cálculo se está partiendo de un consumo medio constante irreal. La realidad es que se producen picos y valles en la demanda que restan eficiencia a la red. Los compresores, al ser todo/nada (excepto uno) entran en cascada para abastecer a los consumidores. Lo idóneo, como se verá en apartados posteriores, será incluir un sistema de control que gestione lo mejor posible la coordinación de los compresores entre sí.

Por otra parte, los costes asociados a fugas son elevadísimos (tabla 5.16), rozando el 25% del total. Un estudio de prevención y actuación ante fugas es obligatorio en instalaciones de este tipo.

Los costes por caídas de presión cuando la red no funciona en casos extremos son ínfimos (tabla 5.17). En principio no sería necesario tomar medidas para recortar gastos por esa circunstancia.

Por último, los costes asociados por mantenimiento lograrían reducirse haciendo un mejor uso de la red (tabla 5.18). Entre otras medidas a adoptar se encontraría, como ya se ha comentado, el control óptimo de compresores, que conseguiría no forzarlos innecesariamente en muchas ocasiones adaptándose lo mejor posible a la curva de demanda. La cantidad de aire perdida por fugas los obliga también a abastecer una demanda ficticia y a desgastarlos a una velocidad mayor de lo normal. A continuación se muestran los costes totales anuales:

Coste fugas (€/año)	52142,57
Coste caídas de presión (€/año)	165,23

Costes funcionamiento compresores y secadores (sin fugas ni caídas de presión) (€/año)	126330,09
Costes mantenimiento (€/año)	38089,93
COSTES TOTALES (€/año)	216727,82

Porcentaje coste fugas	0,241
Porcentaje coste caídas de presión	0,001
Porcentaje costes funcionamiento compresores y secadores (sin fugas ni caídas de presión)	0,583
Porcentaje costes mantenimiento	0,176

Tabla 5.19. Costes totales anuales y porcentajes de costes

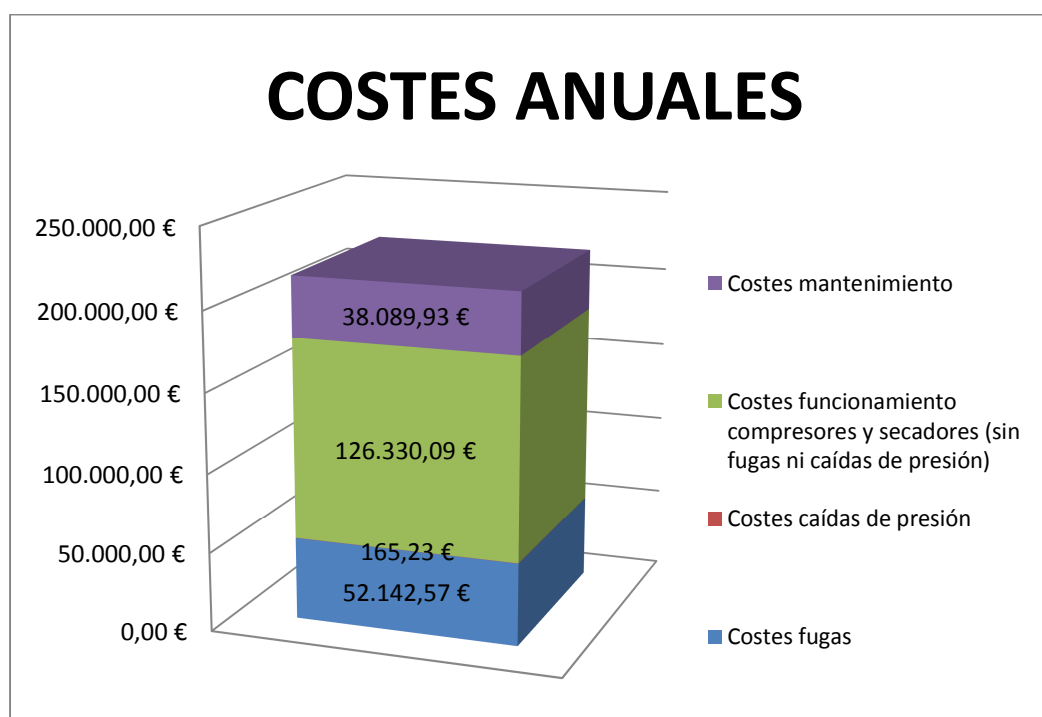


Figura 5.1. Costes totales anuales

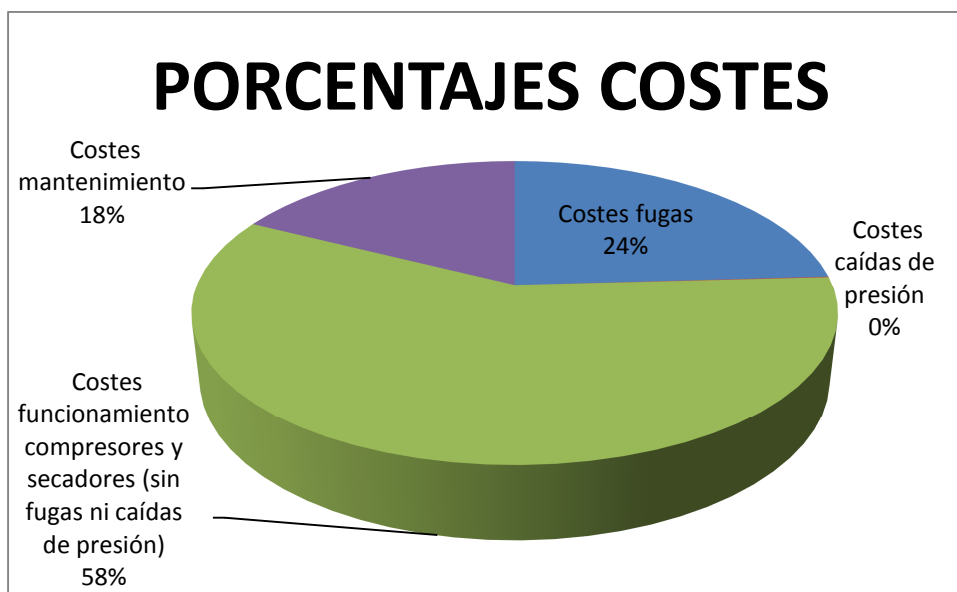


Figura 5.2. Porcentajes de costes

Ahorro de costes1. Ahorro en fugas

Reduciendo en unos porcentajes determinados las fugas a pie de suelo y las situadas en colectores, primarios y secundarios tenemos que:

	Factores de reducción en fugas	Caudal recuperado (N l/min)	Potencia recuperada (kW)	Energía recuperada anualmente (kWh)	Ahorro anual (€)
Fugas a pie de suelo	0,7	6860	43,45213874	364997,9654	25549,85758
Fugas situadas en colectores, primarios y secundarios	0,4	1680	10,6413401	89387,25684	6257,107979

Ahorro fugas por año (€/año)**31806,96556**

Tabla 5.20. Ahorro en fugas

Por estudiar un ejemplo cualquiera, vemos que, con tan solo reducir en un 70% las fugas a pie de suelo y en un 40% las asociadas a ramales primarios, colectores, etc. se ahorrarían más de 30.000 € anuales. Implantar un plan de acción contra fugas deberá ser una de las prioridades de la empresa en cuestión de ahorro en este tipo de redes.

2. Ahorro en caídas de presión

Usando los diámetros recomendados:

POTENCIA PERDIDA EN RAMAL PRINCIPAL Y RAMALES PRIMARIOS	
Nave 1	0,040563491
Nave 4	0,000268196
Nave 5	0,090152446
Nave 6	0,00672979
Nave 7	0,000581669
Nave 12	0,192801481
Nave 14	0,133820271
Nave 17	0,126388827
Nave 19	0,018248657
	0,609554828

Coste mínimo pérdidas de potencia por caída de presión al año (€/año)	358,4182388
Ahorro caídas de presión por año* (€/año)	-193,1887844

* En el caso de obtener un resultado negativo, se debe a que al redimensionar, los diámetros recomendados son menores a los actuales. No se debe modificar la red en ese caso, puesto que es mejor contar con mayor sección para posibles ampliaciones futuras o picos de demanda.

Tabla 5.21. Ahorro en caídas de presión

3. Ahorro en reducción de la banda de presión

Los compresores suministran aire a la red (que se remansa en los depósitos) a una presión de aproximadamente 7-7,5 bares. Si utilizamos sistemas de regulación de la carga se puede reducir dicha presión y, por tanto, la energía aportada a los compresores. El rango recomendable será el comprendido entre 6,8 y 7,3 bares

Por cada 0,14 bares de presión reducidos se ahorra un 1% de la energía suministrada a los compresores para su funcionamiento [26].

Presión reducida por regulación óptima de compresores (bares)

% Energía ahorrada

0,2 1,428571429

El porcentaje ahorrado a la energía ahorrada es extrapolable al coste de dicha energía:

Coste de la energía utilizada en compresores y	178637,8881
--	-------------

secadores (€/año)	
Ahorro en la energía utilizada en compresores y secadores por reducción de la banda de presión (€/año)	2551,96983

Tabla 5.22. Ahorro por reducción de la banda de presión

Finalmente, aunque estrechar la banda de presión no supone un ahorro tan destacable como el asociado a fugas, conviene tenerlo en cuenta. La instalación de un sistema de control incluirá la opción de reducirla, lo que lo convertirá en una medida más rentable todavía si cabe.

A continuación se muestran los ahorros estimados anuales:

Ahorro fugas por año (€/año)	31806,97
Ahorro caídas de presión por año (€/año)	-185,11
Ahorro en la energía utilizada en compresores y secadores por reducción de la banda de presión (€/año)	2551,97

Tabla 5.23. Ahorro de costes anuales

6. PROPUESTAS DE MEJORA EN LA RED DE AIRE COMPRIMIDO

El estudio detallado del sistema de aire comprimido durante varios meses ha puesto de manifiesto ciertas carencias sustanciales en el ahorro de energía, en la distribución espacial de la red así como en el aprovechamiento de los elementos pertenecientes a ella. Por ello, se han planteado algunas propuestas de optimización. La BDD en Excel[®] ha contribuido y contribuye al desarrollo eficiente del sistema cada vez que se actualiza.

6.1. Medidas de ahorro energético

• Minimización del consumo de aire:

Para reducir el consumo de aire utilizado (o más concretamente, el aire suministrado por los compresores, que es lo que supone gasto de energía) se deberá disminuir el número de fugas en la red principal (colectores, primarios...) y, sobre todo, en las acometidas y tomas finales. Por otra parte, se deberá hacer un uso lo más reducido y eficiente posible de aparatos de soplado o pistolas neumáticas, cuya frecuencia de utilización depende del operario y del proceso que éste lleva a cabo.

• Minimización de caídas de presión (Redimensionamiento de la red):

Las caídas de presión suponen potencia perdida a lo largo de la red, por ello, medidas como la reducción de caudal circulante por los conductos o el correcto dimensionamiento de los mismos favorecerán el ahorro energético. En el caso de esta red en concreto, se propone la modificación de los colectores y de tramos de la tubería principal por conductos de mayor diámetro para que cumplan su función de “pulmón”. Los ramales primarios se consideran bien dimensionados, pero será recomendable redistribuir de forma más homogénea los ramales secundarios y terciarios (o acometidas a máquina) para que la demanda en cada uno de ellos ronde los mismos valores (en algunos incluso ni siquiera hay tomas conectadas, desaprovechándose su uso).

En la tabla que se muestra a continuación (tabla 6.1) se especifican los colectores que han de modificarse, los nuevos que se proponen con un diámetro más adecuado y sus válvulas y drenajes correspondientes, y la prioridad a la hora de realizar la instalación considerando la 1 como máxima prioridad y la 5 como mínima (en propuestas posteriores se utilizará este mismo criterio para establecer prioridades).

Redimensionamiento de algunos colectores que abastecen a los ramales secundarios y, sin embargo, cuentan con el mismo diámetro que estos.

COLECTOR	DIÁMETRO ACTUAL	DIÁMETRO RECOMENDADO	PRIORIDAD
1-C	2"	4,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 1-C de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 4,5" de aprox. 110 m, 6 drenajes, 2 válvulas de bola con unión por bridas, 1 válvula de bola con unión por rosca en ramal 1-8 (2").		
4-A	1"	1,5"	3
DESMONTAJE	Eliminar colector 4-A de 1".		
MONTAJE	Añadir colector de 1,5" de aprox. 90 m, 1 válvula de bola con unión por bridas.		
6-A	2"	2,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 6-A de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 2,5" de aprox. 25 m, 2 drenajes, 1 válvula de bola con unión por bridas.		
7-A	1"	1,5"	3
DESMONTAJE	Eliminar colector 7-A de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 1,5" de aprox. 50 m, 1 válvula de bola con unión por bridas.		
12-A	2"	4,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 12-A de 2"		
MONTAJE	Añadir colector de 4,5" de aprox. 120 m, 6 drenajes, 2 válvulas de bola con unión por bridas, tubería de conexión entre 12-A y 12-D de 3" con válvula de bola con unión por bridas.		
12-C	2"	3,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 12-C de 2", eliminar conexión de 2" pulgadas entre 12-C y 12-D, eliminar 2 conexiones de 2" entre 12-C y 17-A.		
MONTAJE	Añadir colector de 3,5" de aprox. 110 m, 6 drenajes, 2 válvulas de bola con unión por bridas, tubería de conexión entre 12-C y 12-D de 3" con válvula de bola con unión por bridas, 2 tuberías de conexión entre 12-C y 17-A de 3" con válvulas de bola con unión por bridas.		
12-D*	3"	3,5"	4
14-A	2"	3"	4
DESMONTAJE	Eliminar colector 14-A de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 3" de aprox. 80 m, 9 drenajes.		
14-B	2"	3"	4

DESMONTAJE	Eliminar colector 14-B de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 3" de aprox. 80 m, 9 drenajes.		
17-A	2"	3,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 17-A de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 3,5" de aprox. 110 m, 7 drenajes.		
17-B	2"	3,5"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 17-B de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 3,5" de aprox. 110 m, 7 drenajes.		
19-A	2"	4"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 19-A de 2", eliminar conexión entre 19-P y 19-A de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 4" de aprox. 115 m, 9 drenajes, tubería de conexión de 3" entre 19-P y 19-A con válvula de bola con unión por bridas.		
19-B	2"	4"	2
DESMONTAJE	Eliminar colector 19-B de 2", eliminar conexión entre 19-P y 19-B de 2".		
MONTAJE	Añadir colector de 4" de aprox. 115 m, 9 drenajes, tubería de conexión de 3" entre 19-P y 19-B con válvula de bola con unión por bridas.		

* Con la reforma planteada en naves 5 y 12 quizá no sea necesario modificar este colector.

Tabla 6.1. Redimensionamiento de colectores

Otra forma a considerar será descender la presión de trabajo de la red (establecida en 7 bares) de 0,1 en 0,1 bar hasta que se presenten problemas en la misma, puesto que puede estar estableciéndose un valor de presión sobreestimado que nos repercute en un gasto energético destacable (cada 0,14 bares reducidos en la presión de trabajo suponen un 1% de ahorro energético en los compresores).

• **Reducción de la presión media y de la banda de presión a la que operan los compresores a través de sistemas inteligentes de optimización de energía / Control remoto y monitorizado de la red mediante la instalación de sensores de presión, caudal, temperatura, etc. en puntos clave:**

Actualmente los compresores operan en torno a una banda de presión comprendida entre 7 y 7,5 bares. Siendo la presión de trabajo adecuada de unos 7 bares, lo óptimo será establecer dicha banda entre unos 6,8 y 7,3 bares (tener en cuenta también lo indicado en el apartado anterior).

Además, existen diversos métodos de reducción de banda entre los cuales optaremos por el que, actualmente, reduce el diferencial de presión en tan solo 0,2 bares. Se trata de la regulación por banda de presión con reconocimiento de tendencia. Según dicho sistema la carga se reparte de forma homogénea entre los compresores activados en cada momento mejorando notablemente la coordinación entre ellos. Dependiendo del consumo de aire comprimido, el sistema pronostica el desarrollo posterior y evita conexiones prematuras e innecesarias de otros compresores. Para redes neumáticas con varios compresores en funcionamiento (hasta 16) es la mejor medida a adoptar [\[27\]](#).

Hay que destacar dos ventajas asociadas a esta mejora. Por un lado, las horas de funcionamiento en vacío de los compresores se reducirán y, por ello, se les explotará con más eficiencia. Por otra parte, la reducción de los ciclos de servicio generará un descenso en los costes de mantenimiento de los compresores.

Debido a la transmisión y gestión de ingentes cantidades de datos, se requerirá un sistema de control inteligente que monitorice toda la información obtenida.

Se propone realizar una minuciosa auditoría con el fin de conocer a fondo el funcionamiento de la red (realizando mediciones de caudal y de presión) para poder determinar cuál sería el sistema de control más óptimo y eficiente. Más adelante, se implementaría el sistema de control más adecuado a la instalación (el controlador X8i de Ingersoll-Rand® propuesto es capaz de coordinar hasta 8 compresores).

En apartados posteriores se expone un proyecto de implantación de dicho sistema de control en la red actual.

En el Anexo II se incluye además una tabla con diversos tipos de caudalímetros másicos y volumétricos con sus características y precios correspondientes ofrecidos por diversos fabricantes y distribuidores con los que se contactó en su momento [\[28\]](#). Para hacer mediciones sin taladrar las tuberías se requerirían sensores ultrasónicos que evitarían caídas de presión. Para conocer el caudal de forma mucho más precisa sería necesario instalar caudalímetros másicos o volumétricos en las tuberías de gran diámetro y sin obstáculos a 15 metros aguas arriba del mismo y a 10 metros aguas abajo. Con ello se evitarían reflujos y alteraciones en la medición. Los másicos apenas generan caídas de presión mientras que los volumétricos suelen incluir totalizadores que permiten medir otras magnitudes (presión, temperatura, etc.) y realizar cálculos

con los datos obtenidos. Además, se han tenido en cuenta las salidas analógicas y digitales de todos ellos para su posible inclusión en un sistema de control y análisis de la red.

Debido al coste que supone la instalación de caudalímetros y la dificultad y tiempo que conlleva el paralizar el flujo por tuberías de gran tamaño (que abastecen a casi toda la red y que dejarían sin suministro a sectores de ésta durante bastantes días), la empresa no se plantea desarrollar esta medida a corto plazo. No obstante, se recomienda de cara al futuro ir implantándolos poco a poco o realizar mediciones gruesas con caudalímetros supersónicos en ciertos tramos principales.

• **Aprovechamiento de la energía térmica contenida en el aire para refrigeración de los compresores en el interior de estancias o naves, procesos de secado, etc., o bien, para calentamiento de agua mediante intercambiadores de calor.**

Se puede recuperar hasta un 94% de la energía consumida por el compresor. En concreto, hasta un 72% del calor se transmite al medio refrigerante (en nuestro caso aire), un 13% pasa al aire comprimido también en forma de calor, y un 9% son pérdidas en el motor eléctrico. El balance de pérdidas se estima en torno a un 2% por irradiación al exterior y un 4% que permanece en el aire comprimido [\[29\]](#).

En los compresores tipo tornillo, que son los utilizados en nuestra instalación, es frecuente el uso del aire refrigerante para calefacción de espacios u otros usos. El aire del ambiente absorbe el calor del aire comprimido en el post-enfriador así como el del aceite utilizado por el compresor para lubricar y enfriar. Ese calor puede servirnos para el calentamiento de estancias en invierno, procesos de secado, precalentar el aire de combustión, etc. En verano, si no es necesaria la recuperación de este calor, se puede hacer uso de una escotilla en el conducto del aire refrigerante que regule o incluso impida el paso del mismo al interior de los recintos.

La potencia recuperada mediante sistemas de este tipo es de aproximadamente 50000 Btu/hora (14600 kW) por cada 100 cfm (2832 l/min) a plena carga y a una temperatura de unos 15 °C por encima de la temperatura ambiente. Comparando estos valores con la potencia que requiere un compresor para proporcionar su caudal máximo observaremos que la eficiencia ronda valores en torno al 80% ó 90%.

En nuestra instalación el aire es tomado del exterior, sin embargo, no se aprovecha el calor que absorbe al pasar por el intercambiador puesto que es expulsado directamente al exterior. Sería muy conveniente modificar el sistema de refrigeración para aprovechar toda esa energía desperdiciada y que alcanza porcentajes tan elevados.

Otra medida a tener en cuenta en un sistema en el que el aire es tomado del exterior, es la utilización de aire de retorno para evitar daños en el compresor en los casos en los que la temperatura del aire sea inferior a la de congelamiento.

Por otra parte, como medida de seguridad deberían utilizarse intercambiadores de calor adicionales en el compresor en lugar del sistema primario de refrigeración. De esta forma, si se producen averías en el sistema de recuperación de calor, el sistema primario se pone en funcionamiento y el compresor no se detiene por alcanzar altas temperaturas [30].

Los cálculos realizados nos indican que la potencia consumida por los compresores asociada al gasto medio de aire en la red es de unos 300 kW. Así mismo, se ha comprobado a través de mediciones y estimaciones que el calor perdido ronda el 90% de esa potencia. Sería interesante realizar un estudio más a fondo para comprobar si resultaría rentable desviar los conductos hacia el interior de la nave 19 y la nave 5. Problemas como la caída de presión, la longitud de los conductos y, sobre todo, las propias dimensiones de la nave que hacen que se disperse el calor con mucha facilidad, dificultan sacar rendimiento a esta propuesta. No obstante, se podría considerar la instalación de intercambiadores aire-agua o aceite-agua para el suministro de agua caliente en baños o cocinas próximos a la zona o bien introducir este aire caliente en las climatizadoras próximas a los compresores para calentar en invierno y reducir el gasto de agua caliente de sus baterías internas.

APROVECHAMIENTO DEL CALOR EN EL AIRE DE REFRIGERACIÓN EXPULSADO POR LOS COMPRESORES

Al igual que en el cálculo de costes de la BDD de aire comprimido suponemos equivalente al sistema actual el funcionamiento de los compresores 3 y 4 a plena carga durante todo el día.

El consumo medio demandado de lunes a viernes es aproximadamente igual al que aportarían ambos compresores en dicha situación.

Podemos dar por buena esta modelización ya que en la BDD de aire comprimido nos reporta un resultado bastante aproximado de costes anuales al que determinó Atlas Copco® en su estudio de diciembre de 2009 [31].

COMPRESOR 3

Caudal aire comprimido proporcionado por el compresor (m ³ /min)	28,5
Caudal máximo aire refrigeración (m ³ /min)	368

COMPRESOR 4

Caudal aire comprimido proporcionado por el compresor (m ³ /min)	20
Caudal máximo aire refrigeración (m ³ /min)	217
Densidad del aire a 25 °C (kg/m ³) (Con una humedad relativa del 70,4 %, ponderada a partir de los datos extraídos del Instituto Nacional de Estadística (INE))	1,16
Calor específico del aire a 25 °C (J/kg*K)	1012
Temperatura media exterior (K) (Calculada haciendo la media de los meses entre octubre y marzo. Se han utilizado registros de 2004 a 2008 del INE)	282,55
Temperatura media de salida (K) (Temperatura medida "in situ" a la salida del conducto de aire para refrigeración de los compresores)	313,15
Precio gas natural (€/kWh) (Tarifa en vigor a partir del 1 de enero de 2011 para gas natural)	0,0345
Grado de rendimiento de la calefacción de gas	1,05
Poder calorífico por m ³ de gas (kWh/m ³)	10
Emisiones de CO ₂ por m ³ de gas (kg/m ³)	2

AHORRO DE LUNES A VIERNES EN LOS MESES ENTRE OCTUBRE Y MARZO

Caudal medio proporcionado a la fábrica de lunes a viernes (m ³ /min)	49
Caudal máximo aire refrigeración en los dos compresores (m ³ /min)	585
Factor de seguridad (Añadido por posibles errores en estimaciones en cálculos de temperatura o caudal extraído del exterior)	0,75
Potencia del aire caliente expulsado (kW)	262,68
Horas de funcionamiento anuales de lunes a viernes (h) (116 días entre los meses de octubre y marzo)	2784
Energía del aire caliente (kWh)	731299,0988

AHORRO USANDO CALOR DE COMPRESORES COMO SUSTITUTIVO DE GAS NATURAL (€)	24028,40
REDUCCIÓN DE CO₂ (kg)	146259,82

AHORRO LOS FINES DE SEMANA Y FESTIVOS EN LOS MESES ENTRE OCTUBRE Y MARZO

Caudal medio proporcionado a la fábrica los fines de semana y festivos (m ³ /min)	39
Caudal máximo aire refrigeración en los dos compresores (m ³ /min)	585
Potencia del aire caliente expulsado (kW) (Usando la proporción potencia/caudal del caso de los días entre semana)	209,07
Horas de funcionamiento anuales de lunes a viernes (h) (65 días entre los meses de octubre y marzo)	1560
Energía del aire caliente (kWh)	326151,1639

AHORRO USANDO CALOR DE COMPRESORES COMO SUSTITUTIVO DE GAS NATURAL (€)	10716,40
REDUCCIÓN DE CO₂ (kg)	65230,23

AHORRO TOTAL ANUAL (€)	34744,79
REDUCCIÓN CO₂ TOTAL ANUAL (kg)	211490,05

COMPROBACIÓN

Potencia nominal compresor 3 (kW)	160
Potencia nominal compresor 4 (kW)	110
Eficiencia eléctrica	0,9
Potencia eléctrica consumida por los compresores (kW)	300
Potencia del aire caliente expulsado (kW)	262,68
Porcentaje de calor aprovechado	0,88

El porcentaje que teóricamente se aprovecha de una instalación de este tipo llega hasta el 94 %, absorbiendo el 4 % el aire comprimido y perdiéndose el 2 % restante por radiación.

En este caso se queda a un valor menor debido a que se ha tenido en cuenta un factor de seguridad que tiene en cuenta posibles errores en las estimaciones.

6.2. Actuación ante fugas en la red

- LOCALIZACIÓN Y ESTIMACIÓN DE FUGAS EN LA RED

Para determinar las fugas de una red de aire comprimido, el método idóneo consiste en desconectar todos los consumidores de aire y detectar acústicamente dónde se localizan. Sin embargo, en nuestro caso, contamos con una red en pleno funcionamiento prácticamente todo el año, con lo que, no ha habido ocasión de realizar una desconexión completa de los consumidores de aire, y por ello, la estimación de fugas se ha realizado observando acometida por acometida

las posibles pérdidas de aire. Lo correcto para localizar fugas en ramales principales, colectores y primarios sería utilizar agua jabonosa o sprays especiales en el caso de los puntos de toma y detectores acústicos ultrasónicos en la red principal que puedan reconocer la alta frecuencia de los ruidos y sonidos asociados con las fugas de aire.

La red de aire comprimido que analizamos en este proyecto se trata de una red antigua y supervisada con escasa frecuencia, por ello es susceptible de sufrir una alta pérdida de caudal por fugas. El aire perdido supone potencia invertida de forma innecesaria, lo que acarrea pérdidas económicas a considerar. Esto será evitable si se realiza un mantenimiento adecuado y eficiente de las tuberías y sus conexiones. Con ello se lograría reducir las pérdidas de aire por fugas hasta un 10% o menos del total del aire demandado por la red.

Según la bibliografía consultada, las redes de este tipo pierden en torno al 20-30% del caudal suministrado por los compresores [\[32\]](#). En el Anexo II adjunto se muestra una lista detallada de las acometidas y conexiones en donde se han observado fugas considerando un tamaño medio de las mismas de 0,2 mm de diámetro. La mayoría de ellas se localizan en acoplamientos, juntas en mal estado, reguladores de presión, etc. tal y como se muestra en dicha lista.

Consideramos, como hemos indicado anteriormente, que un 30% de las fugas se localizan en ramales principales, colectores y primarios. En el caso de nuestra red el caudal total perdido por fugas es de unos 2000 l/min (a 7 bares), lo que nos corrobora que, efectivamente, estamos ante una red en mal estado con un porcentaje de pérdidas del 24,3%, ya que la demanda media diaria ronda los 8200 l/min. La demanda real (es decir, el caudal que realmente consumen las máquinas) es de unos 6200 N l/min, la cual podría cubrirse invirtiendo mucha menos potencia de los compresores y reducir costes más que destacables. Con una buena reparación y mantenimiento de la red podrían incluso utilizarse compresores de menor potencia y, por tanto, más baratos de los usados en la actualidad.

Empresas como Atlas Copco® proponen sondear la red durante 2 ó 3 días con el fin de detectar las fugas principales y catalogarlas en categorías alta, media y baja en función de la prioridad a la hora de repararlas. Una persona conocedora de las instalaciones les acompañaría durante esa labor para orientarles y asegurarles el acceso a determinadas zonas. Las fugas quedarían señalizadas durante el transcurso de esta inspección para su posterior reparación.

Las fechas idóneas para esta tarea serán aquellas en las que la fábrica se encuentre prácticamente parada. En el 2011, año en el que se desarrolló y finalizó este proyecto, tan solo se paralizó 15 días (4 en abril, 2 en julio y 9 en agosto), lo que muestra la dificultad de realizar esta labor.

- **MEDIDAS PARA EVITAR POSIBLES FUGAS**

Gran parte de las fugas que se han detectado en la red se trata de malas conexiones entre las acometidas de una pulgada y los conductos que derivan de ellas, o en las propias mangueras y su conexión con pistolas de soplado, atornillado, taladrado, etc. Sería conveniente repararlas e incluso considerar la opción de cambiar el tipo de conexión por la cantidad de aire que en principio se pierde ahí.

Los equipos conectados a la red deberían contar con válvulas de aislamiento que evitasen el suministro innecesario de aire hacia estos cuando no están en funcionamiento.

A la hora de realizar ampliaciones será recomendable evitar realizar un elevado número de conexiones en una misma acometida, que son los principales focos de pérdidas de aire en la red. Otra medida a adoptar es reducir la presión del sistema dentro de lo permisible para que el gradiente de presión en los orificios se minimice y el flujo de aire a través de ellos disminuya.

Una vez localizadas la mayoría de ellas se realizaría un plan de actuación y mantenimiento con la finalidad de repararlas eficientemente. Como medida de prevención se propone contratar nuevamente los servicios de empresas como Atlas Copco[®], que, anualmente, elaborarían un rastreo detallado de las nuevas fugas, del coste que suponen y del ahorro energético logrado con respecto al año anterior.

6.3. Posibles modificaciones en la estructura de la red

• Considerar el mallado de ciertas naves.

Las redes de aire de las naves 5 y 12 requieren ciertas modificaciones en su distribución. Para seguir un esquema parecido al del resto de naves se propone desconectar los ramales que unen los colectores de ambas naves. Se plantea establecer un par de conexiones entre los dos ramales principales salientes de la sala de compresores de la nave 5 y los colectores de las dos naves en cuestión, de forma que estén alimentadas por ambas tuberías. Los cambios en detalle y

sobre el plano de la red vienen indicados en la capa “Nueva instalación” en el archivo de AutoCAD® “Red de aire comprimido 2010.dwg”.

Modificaciones propuestas, componentes necesarios y prioridades a la hora de realizarlas:

MODIFICACIONES EN ESTRUCTURA DE LA RED		
OPERACIÓN	COMPONENTES	PRIORIDAD
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 5-1	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	4
PROLONGAR 5-P HASTA 5-B	TUBERÍA DE 4"	2
PROLONGAR 5-B HASTA 5-C	TUBERÍA DE 3"	1
ELIMINAR CONEXIÓN ENTRE 5-P Y 5-C		1
INSERTAR TUBERÍA ENTRE 5-P Y 5-A CON VÁLVULA INTERMEDIA	TUBERÍA DE 4", 1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS (4")	1
ELIMINAR CONEXIONES ENTRE 5-B Y 12-A		1
ELIMINAR CONEXIONES ENTRE 5-C Y 12-A		1
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-1	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2,5")	4
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-5	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	2
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-6	2 VÁLVULAS DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	2
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-7	2 VÁLVULAS DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	2
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-10	2 VÁLVULAS DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	2
INSERTAR VÁLVULA EN RAMAL 12-12	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	4
INSERTAR VÁLVULA EN COLECTOR 12-C	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS (4")	2
INSERTAR TUBERÍA ENTRE 12-A Y 12-B CON VÁLVULA INTERMEDIA	TUBERÍA DE 3", 1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS (3")	1
ELIMINAR CONEXIÓN ENTRE 12-P Y 12-A		1
INSERTAR TUBERÍA ENTRE 12-P Y 12-A CON VÁLVULA INTERMEDIA	TUBERÍA DE 4", 1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS (4")	1
INSERTAR TUBERÍA ENTRE 12-D Y 12-A CON VÁLVULA INTERMEDIA	1 VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR ROSCA (2")	1

Tabla 6.2. Nuevo mallado y adición de válvulas

• **Redimensionamiento de la red.**

Véase “MEDIDAS DE AHORRO ENERGÉTICO/Minimización de caídas de presión” en este mismo documento.

• **Eliminación o adición de válvulas.**

Al igual que en el apartado de mallado de naves, las válvulas que se propone añadir aparecen reflejadas en el plano de AutoCAD® y en la tabla anteriormente mostrada.

• **Adición de depósitos.**

La red cuenta con depósitos de apoyo con el fin de soportar picos de carga que puedan hacer que la demanda no sea del todo satisfecha. En el caso actual, el sumatorio global de los depósitos conectados no permite el correcto funcionamiento de la red. El caudal máximo demandado en un día en las instalaciones alcanza picos de hasta 72000 N l/min (así nos lo indica el informe de 2009 de Atlas Copco® ya mencionado en anteriores ocasiones [33]). Siguiendo el criterio de la marca Kaeser Compresores® (muy similar al criterio de otras marcas como Atlas Copco®), el volumen total de los depósitos conectados deberá ser de un tercio del caudal demandado por la red [34]. La configuración actual no alcanza el mínimo exigido.

DEPÓSITOS

	VOLUMEN (L)
DEPÓSITO SALA COMPRESORES NAVE 5	6000
DEPÓSITO NAVE 1	4000
DEPÓSITO SHOT PEENING	2000
DEPÓSITO SALA COMPRESORES NAVE 19	5000
DEPÓSITO LÍNEA MAIN NAVE 5	280
3 DEPÓSITOS LÍNEA PRODRIVE NAVE 14	840
DEPÓSITO NUEVA LÍNEA MAIN NAVE 14	280
DEPÓSITO 5 VELOCIDADES NAVE 14	280
2 DEPÓSITOS ROW UNIT NAVE 19	400
TOTAL	19080

CAUDAL MÁXIMO DEMANDADO EN UN DÍA (L/MIN)	72000,00
VOLUMEN CORRESPONDIENTE (L)	24000,00

**CONDICIÓN VOLUMEN DEPÓSITOS > CAUDAL
DEMANDADO/3****NO OK**

LA NUEVA LÍNEA DE PINTURA DE NAVE 14 AUMENTARÁ EL CONSUMO DE AIRE COMPRIMIDO, LO QUE REQUERIRÁ AGREGAR NUEVOS DEPÓSITOS QUE SOPORTEN ESA DEMANDA

CONSUMO NUEVA LÍNEA DE PINTURA NAVE 14
VOLUMEN DEPÓSITO REQUERIDO

Dato no conocido*

Dato no conocido*

Se recomienda introducir al final de Nave 14 o al comienzo de Nave 15 un depósito de 5000 L conectado a la tubería de 3" (o a la de 6" recién instalada) por varias razones:

- 1) Para cumplir con el volumen exigido por la red para operar con eficiencia (24000 l). Se han observado picos de demanda rondando los 72000 l/min, por seguridad consideraremos ese valor pico para dimensionar los depósitos.
- 2) Para cubrir la demanda de la Nave 14 por si en algún momento se retiraran los 5 depósitos de 280 L ubicados en ella (que en total suman 1400 L).
- 3) Para cubrir la demanda de la nueva línea de pintura de la Nave 14 con cierta holgura.
- 4) Para tener un margen de seguridad por futuras ampliaciones.

* La demanda de aire comprimido en la nueva línea de pintura de la Nave 14 se desconoce puesto que, a la hora de elaborar este proyecto, se encontraba en proceso de ser finalizada.

6.4. Otras medidas

● Reforma de la sala de compresores de la nave 19.

En la sala de compresores de la nave 19 se plantea una serie de cambios con el fin de mejorar las condiciones de ésta. Entre otras modificaciones se encuentran la instalación de colectores a la entrada y salida del depósito de 4000 L de forma que se puedan alternar los compresores o los secadores que abastecen a la red. Se propone un by-pass para el depósito, el giro del compresor 1 para redireccionar los conductos de refrigeración, compra de un nuevo secador en sustitución del Hankison® utilizado con ese compresor, instalación de separadores agua-aceite, instalación de manómetros y caudalímetros...

A continuación se presenta la secuencia de instalación/desinstalación que se requeriría para evitar al máximo posible la paralización de la red de aire comprimido. En el Anexo III

aparece la instalación actual y la nueva superpuesta para poder distinguir las válvulas, manómetros y demás elementos designados con la nomenclatura que se utiliza en la tabla siguiente:

SITUACIÓN ACTUAL
COMPRESOR 1 OFF
COMPRESOR 2 ON
VC2, VED, VSD, VES2, VSS2, V4, V6, VC1', VES1, VSS1 ON
BY-PASS C2, BY-PASS S1, BY-PASS S2, V3, V5, V7, VM OFF

NUEVA INSTALACIÓN			
ESTADO COMPRESORES	FASE	OPERACIÓN	PRIORIDAD
COMP 1 OFF, COMP 2 OFF	1	APAGAR COMPRESOR 2, V4 OFF, V5 ON, VM ON	
COMP 1 ON, COMP 2 OFF	2	ENCENDER COMPRESOR 1	
	3	QUITAR BY-PASS C2	1
	4	INSTALAR COLECTORES ENTRADA Y SALIDA DEPÓSITO, INSTALAR BY-PASS D (OFF) CON TUBERÍA DE 6 ", INSTALAR V1 (OFF) Y V2 (ON), VC1 (OFF) Y TUBERÍA DE P1 A P2 (4")*	1
	5	INSTALAR MANÓMETROS M1, M2	2
	6	INSTALAR CAUDALÍMETRO 1	3
COMP 1 OFF, COMP 2 OFF	7	APAGAR COMPRESOR 1, V5 OFF, VM OFF, V4 ON	
COMP 1 OFF, COMP 2 ON	8	ENCENDER COMPRESOR 2	

	9	GIRAR COMPRESOR 1	1
	10	REALIZAR MODIFICACIONES ENTRADA Y SALIDA AIRE DEL COMPRESOR *	1
	11	QUITAR TUBERÍA DE P3 A P4	1
	12	INSTALAR TUBERÍA DE P5 A P6 (4") Y TUBERÍA DE P6 A P7 (2")	1
	13	MODIFICAR TUBERÍAS ENTRADA Y SALIDA SECADOR 1 (5"), INSTALAR FILTROS SECADOR 1, CAMBIAR REFRIGERANTE	1
	14	QUITAR FILTRO CERÁMICO, INSTALAR MANÓMETROS M3, M4	2
	15	INSTALAR CAUDALÍMETRO 2	3
	16	INSTALAR SISTEMA SEPARACIÓN ACEITES POR DISPERSIÓN COMPRESOR 1	2

* ESTUDIAR SI INSTALAR BY-PASS PARA APROVECHAR CALOR DEL AIRE EXPULSADO EN INVIERNO

Tabla 6.3. Secuencia de reformas en sala de compresores de Nave 19

Los componentes requeridos serían los siguientes:

NUEVOS COMPONENTES	
TRAMO COMPRESOR 1- DEPÓSITO	VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS VC1 (4")
	TUBERÍA DE 4"
	ESTRECHAMIENTO DE 4" A 2"

	TUBERÍA DE 2"
	3 CODOS DE 90 ° (2")
	6 CODOS DE 90° (4")
TRAMO DEPÓSITO- SECADOR 1	VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS V1 (4")
	TUBERÍA DE 4"
	2 CODOS DE 90° (4")
TRAMO SALIDA DEPÓSITO- SECADOR 2	VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS V2 (4")
TRAMO BY-PASS DEPÓSITO	VÁLVULA DE BOLA CON UNIÓN POR BRIDAS BY-PASS D (6")
	2 CODOS DE 90° (6")
OTROS COMPONENTES	FILTROS SECADOR 1
	4 MANÓMETROS
	2 CAUDALÍMETROS
	SISTEMA SEPARACIÓN DE ACEITES POR DISPERSIÓN COMPRESOR 1

Tabla 6.4. Componentes requeridos en reformas de la sala de compresores de Nave 19

• **Reforma de la sala de compresores de la nave 5.**

Al igual que en la otra sala, se propone el montaje de manómetros y caudalímetros que nos proporcionen más información acerca del funcionamiento de la red. Por otra parte, se recomienda establecer una nueva conexión con la sala de pintura desde la tubería de 4" y la instalación de separadores agua-aceite.

Al igual que en el caso anterior, en el Anexo III aparece la instalación actual y la propuesta con sus elementos designados como en la tabla que se muestra a continuación para su rápida identificación:

SITUACIÓN ACTUAL
COMPRESOR 3 ON COMPRESOR 4 ON VES3, VSS3, VES4, VSS4, VSM, VE1, VE2, VS1, VS2, VED, VSD ON BY-PASS S3, BY-PASS S4, BY-PASS D OFF

NUEVA INSTALACIÓN			
ESTADO COMPRESORES	FASE	OPERACIÓN	PRIORIDAD
COMP 3 OFF, COMP 4 OFF	1	APAGAR COMPRESOR 3, APAGAR COMPRESOR 4, VE1 OFF, VS1 OFF (Y DESCONEXIÓN DE VÁLVULAS EN NAVES PARA AISLAR LOS TRAMOS DE TUBERÍA DE 4" 5-P Y 12-P)	
COMP 3 OFF, COMP 4 ON	2	ENCENDER COMPRESOR 4	
	3	INSTALAR SEPARADOR DE CONDENSADOS EN COMPRESOR 3, MANÓMETROS M1 Y M2 ANTES Y DESPUÉS DE SECADOR 3 RESPECTIVAMENTE*	3
	4	INSTALAR CAUDALÍMETRO TRAS VÁLVULA VS1	4
	5	INSTALAR TUBERÍA DE 2" ENTRE VSM3 Y TUBERÍA DE 4" SALIENTE DEL SECADOR 3	2
COMP 3 OFF, COMP 4 OFF	6	APAGAR COMPRESOR 4, VS1 ON, VE1 ON, VE2 OFF, VS2 OFF (Y DESCONEXIÓN DE VÁLVULAS EN NAVES PARA AISLAR EL TRAMO DE TUBERÍA DE 3")	
COMP 3 ON , COMP 4 OFF	7	ENCENDER COMPRESOR 3	
	8	INSTALAR SEPARADOR DE CONDENSADOS EN COMPRESOR 4, MANÓMETROS M3 Y M4 ANTES Y DESPUÉS DE SECADOR 4 RESPECTIVAMENTE*	3
	9	INSTALAR CAUDALÍMETRO TRAS VÁLVULA VS2	4

* ESTUDIAR SI INSTALAR BY-PASS PARA APROVECHAR CALOR DEL AIRE EXPULSADO EN INVIERNO

Tabla 6.5. Secuencia de reformas en sala de compresores de Nave 5

NUEVOS COMPONENTES

TRAMO ENTRE VE1 Y VSS3/BY-PASS S3	TUBERÍA DE 2"
	2 CODOS DE 90º (2")

Tabla 6.6. Componentes requeridos en reformas de la sala de compresores de Nave 5

● **Reforma en el circuito auxiliar de pintura (circulating) de la nave 5.**

El refrigerante utilizado en el secador Hankison® HD220CE-G es el R22. A pesar de que este circuito auxiliar no se conecta, sería recomendable el cambio de dicha sustancia por un refrigerante más actual.

● **Refrigeración del compresor 3 de Nave 5**

La acumulación de partículas de polvo y polen en el conducto de entrada del aire de refrigeración del compresor 3 dificulta el paso del aire. Se plantea la instalación de un nuevo filtro que retenga las partículas más gruesas, fusionar los dos conductos de entrada de los compresores 3 y 4 en uno solo o situar la entrada del conducto a la misma altura a la que se encuentra la del compresor 4.

● **Pilotaje de válvulas en ramal principal, colectores y primarios**

Se propone la instalación de válvulas de pilotaje controladas mediante conmutador a nivel de suelo, de forma que se evite el acceder hasta ellas mediante plataformas y manipularlas manualmente. Esta medida sólo es aplicable en válvulas con posiciones de abierto/cerrado (p.ej. tipo bola). Aquellas con posiciones intermedias como pueden ser las válvulas de compuerta no se prestan a este control. Las características de cada una de ellas en la red actual (para estimar en cuántas de ellas es viable el pilotaje) aparecen reflejadas en el archivo Excel® “Rediseño red de aire comprimido.xls”.

● **Etiquetar válvulas.**

Una opción recomendable posterior a la instalación de los dispositivos de pilotaje sería la identificación de todas ellas mediante etiquetas (junto a los conmutadores a nivel de máquina para su rápida visualización). En la tabla de válvulas del archivo Excel® “Rediseño red de aire

comprimido.xls” aparecen los códigos asignados a las mismas en función del ramal principal, colector o ramal primario al que pertenecen.

• Pintar tuberías.

La situación actual de la red requeriría una limpieza de la superficie de las tuberías bastante tediosa y prolongada en el tiempo. Como recomendaciones podría plantearse la sectorización del mallado y programar cada cierto tiempo labores de limpieza y pintado en cada una de las partes en que se habría dividido la red.

6.5. Proyecto de instalación de control de compresores [\[35\]](#)

Como ya se ha comentado anteriormente, la red de aire comprimido cuenta con 3 compresores todo/nada (nº 1, 3 y 4) y un variador de frecuencia (nº 2). Los compresores todo/nada funcionan en ocasiones en vacío, lo que provoca un gasto energético del 20 % con respecto a cuando funcionan en plena carga. En el variador de frecuencia eso no ocurre. Sin embargo, su rendimiento no es constante y produce un gasto innecesario y elevado de energía si no se utilizan correctamente.

Actualmente los compresores 1, 3 y 4 están programados de manera que entren cuando la presión ha descendido a 6,8 bares y que paren al alcanzar el valor de 7,3 bares. La consigna de funcionamiento del variador de frecuencia (compresor 2) es una presión de 7 bares.

En este apartado se van a definir los pasos que requeriría la implantación de un sistema de control de compresores sin entrar en excesivos detalles puesto que se exigiría un estudio que excede de los objetivos de este proyecto. Aun así, se plantea la instalación de un equipo de control propuesto por la empresa Ingersoll-Rand®. Se ha recurrido a ésta debido a que tres de los cuatro compresores son de dicha marca y ello facilitará la coordinación de los mismos.

4.4.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO

- Implementar un sistema de control y monitoreo de los compresores de aire comprimido.
- Definir los puntos estratégicos de instrumentación que faciliten la transducción de las variables físicas involucradas en el sistema de aire comprimido.
- Implementar una secuencia definida de operación de los equipos de acuerdo a los requerimientos de la planta, racionalizando el consumo energético.

- Visualizar un historial de las variables físicas de presión y consumos de aire comprimido para facilitar la gestión de mantenimiento y garantizar la operación de éstos dentro de sus parámetros de diseño.

4.4.2. DESARROLLO DEL PROYECTO

- Definición del problema.
- Recopilación y levantamiento de equipos existentes en la planta de aire.
- Determinación de las variables involucradas en el proceso y estrategia de control implementada.
- Selección de instrumentación de acuerdo a las variables y estrategia definidas.
- Selección de la tecnología para la automatización, incluyendo protocolos de comunicación.
- Desarrollo del software.
- Implementación del sistema: montaje de instrumentación, cableado y armado de tableros.
- Resultados y conclusiones.

4.4.3. PROYECTO

a) Situación actual

- Sistema totalmente manual.
- Alto consumo de energía por operar con compresores grandes para evitar caídas del sistema.
- Coordinación de trabajo de los compresores todo/nada-variador de frecuencia por experiencia del operador.
- Alto tiempo de respuesta ante cualquier eventualidad.
- Falta de captación y visualización de variables de proceso.
- Registro manual de datos históricos.
- Cálculos de consumo por estimativos.

b) Sistema de control propuesto: Ingersoll-Rand® X8i

1. Entradas al sistema

- Estado funcional y parámetros operacionales de todos los componentes principales y periféricos del sistema.
- Requerimientos de servicio del sistema.
- Utilización de aire comprimido.

2. Salidas del sistema

- Monitoreo del sistema.
- Tendencias de mantenimiento.
- Seguridad del sistema.
- Seguimiento a la demanda de aire.

3. Tipos de regulación

Se propone la instalación del sistema de control X8i de Ingersoll-Rand® capacitado para dirigir y coordinar hasta 8 compresores ya sean del tipo todo/nada, variadores de frecuencia Nirvana de potencias comprendidas entre 5,5 y 160 kW, o bien VFD y de control de capacidad variable de otras marcas ubicados hasta a 1,2 km de distancia del controlador.

Tablas y programación de presiones

Ofrece hasta 4 perfiles o tablas de presión programables. Cada una de ellas contiene instrucciones específicas del modo de operación incluyendo: PH o punto de presión según el cual el controlador reduce el suministro, PL o punto de presión según el cual el controlador aumenta el suministro, SQ o estrategia de control de secuencia, así como prioridades en la utilización de cada compresor. Las funcionalidades del reloj en tiempo real y de la programación de presiones permiten cambiar entre los diferentes perfiles en función de la hora o el día de la semana. Esta característica del controlador es útil, sobre todo, en cambios de turno (en los que el perfil de presión puede modificarse) o bien en los fines de semana.

Estrategias de control

Cuenta con las siguientes modalidades en lo referente a estrategias de control:

- EHR – Igualdad de horas (teniendo en cuenta que el período de servicio de dichos compresores sea similar). No es un modo de operación enfocado a la eficiencia energética y se utiliza típicamente para compresores de similar tamaño.
- FILO – Primero en entrar, último en salir. Se necesita un conocimiento completo de las características del sistema para implementar esta estrategia de forma eficiente. Las configuraciones de secuencia, cambios programados en las secuencias, prioridades de funcionamiento y asignaciones de rotación son seleccionables y programables por el usuario. La estrategia de rotación define cómo los compresores se ordenan en una nueva secuencia cuando ocurren “eventos de rotación”, los cuales pueden dispararse de forma periódica.
- ENER – Control de energía (Selección de autosecuencia): Ajusta de forma dinámica el suministro de aire comprimido a la demanda del sistema y utiliza la combinación de compresores de aire más eficiente energéticamente para satisfacer dicha demanda. No requiere programar secuencias especiales, horarios, configuraciones de rotación o intervalos de tiempo.

4. Funcionalidades del sistema de control

- **Control de presión de punto simple.**
- **Sistema en espera (stand-by):** Permite mantener a los compresores en espera para minimizar pérdidas por fugas en períodos no productivos.
- **Sistema de prellenado:** Facilita aumentar la presión del sistema a los niveles normales de producción desde el inicio del sistema.
- **Programa de by-pass.**
- **Re-arranque por cortes de energía (Power outage/return logic):** El estado de operación queda almacenado en una memoria no volátil para evitar pérdidas de información en casos de pérdidas de tensión. Si el controlador está en posición “encendido” cuando sucede el fallo, se activará automáticamente pasado el mismo. Si está en “apagado” no se activará.
- Ante **fallo del controlador**, transferencia automática del mando a cada compresor.
- **Selección del compresor por prioridad:** El rango de prioridades abarca desde el 1 hasta el 8 (1 es la prioridad más alta). Utilizando el Modo de Control de Energía se puede restringir el uso de los compresores a un solo tipo (compresores primarios

frente a los auxiliares). Con el modo FILO, las prioridades permiten definir los compresores primarios, los grupos de rotación y los compresores de reserva.

- **Control anticiclo:** Control permanente de la presión del sistema y de la tasa de conversión; utiliza algoritmos de control avanzado para prevenir ciclos innecesarios de los compresores. Incluye un margen de tolerancia de presión fuera de la banda de presión primaria dentro del cual un algoritmo de control activo analiza de manera continua la dinámica de presión para determinar el momento en el que pasar otro ciclo a otro compresor.
- **Alarmas de sistema:** Las alarmas de Baja Presión, Alta Presión y Capacidad Insuficiente se activan cuando se sobrepasan sus valores críticos.
- **Tolerancia:** Es una configuración ajustable que determina la desviación de la presión del sistema por encima del punto de consigna PH y por debajo del PL.

5. Contactos de entradas y salidas auxiliares (control remoto)

- Funciones de control remoto configurables.

6. Integración en la red de elementos

- Integración de VFDs de la competencia
- Entradas/salidas remotas - Sistema de instrumentación/control
- Comunicación remota - Puerta de enlace Modbus
- Visualización del sistema - Hardware y software

En la figura 6.1 se muestra el boceto del conexionado de elementos que compondrían el sistema de control:

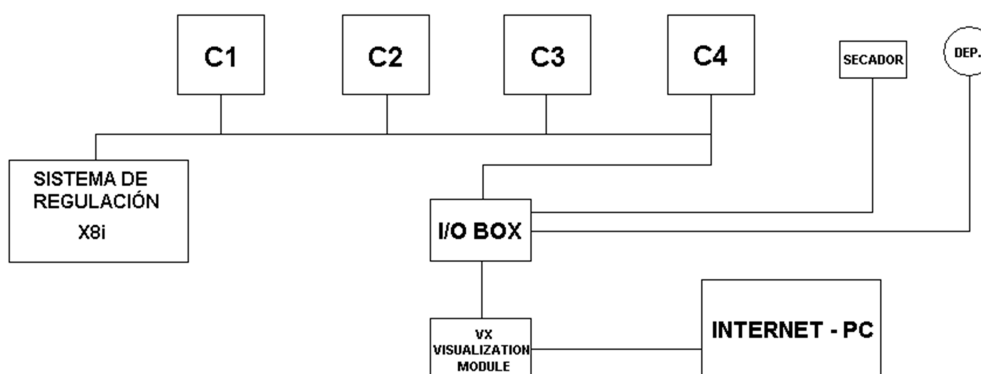


Figura 6.1. Esquema de elementos que compondrían la red de control

7. Especificaciones del X8i

- Número máximo de unidades: 8 compresores
- Dimensiones (LxAxA): 340 mm x 241 mm x 152 mm
- Peso: 7,5 kg
- Montaje: Pared, 4 x tornillos
- Carcasa: IP65, NEMA 4
- Alimentación eléctrica: 230 VAC +/- 10% (50 Hz)
- Temperatura: 0°C a 46°C
- Humedad: 0% a 95% Rh Sin condensación

8. Localización de elementos

Se plantea la instalación del sistema de regulación en la sala de compresores de la nave 19, la caja de entradas y salidas en la sala de la nave 5, y el sistema de visualización en el Departamento de Mantenimiento con el fin de que se puedan observar remotamente los parámetros de la red. Ello supone que, para controlar y modificar el estado de los compresores es necesario presenciarse en alguna de las salas (preferentemente en la sala de la nave 19).

9. Conexionado de elementos

SECTION 4 — TYPICAL INSTALLATION

Refer to the X8I Operator's Manual and the X8I Interconnect and Application Guide for installation details.

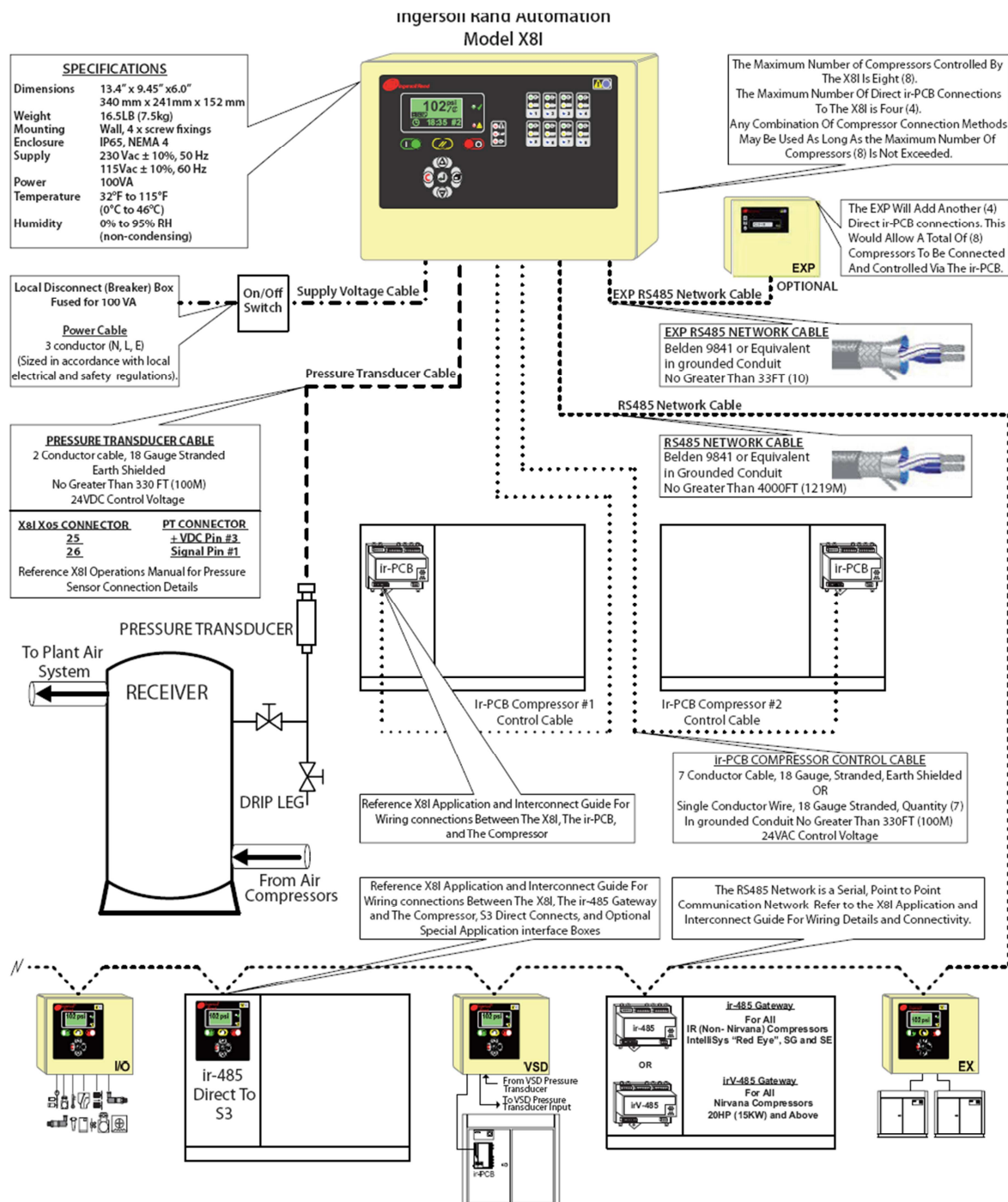


Figura 6.2. Esquema-resumen con las conexiones y el cableado para su puesta en funcionamiento

Conexiones del controlador X8i

- **Cable de alimentación de tensión con interruptor de encendido/apagado:** Caja de desconexión local. Funde a los 100 VA. Cables: 3 conductores, tamaño en concordancia con la regulación eléctrica local y de seguridad.
- **Cables transductores de presión:** 2 cables conductores, calibre 18, trenzados. Cableado blindado con puesta a tierra. Longitud máxima de 100 m. Tensión de control: 24 V DC.
- **Cables de control de compresores IR-PCB (Printed circuit board):**

Existen dos opciones:

- 7 cables conductores, calibre 18, trenzados, cableado blindado con puesta a tierra.
 - Hilo conductor único, calibre 18, trenzado, cantidad (7), conducto enterrado de longitud menor a 100 m, tensión de control 24 V DC.
- **Cable de red RS485:** Cable Belden 9841 o conducto enterrado equivalente. Longitud máxima de 1219 m. La conexión de los elementos a este cable ha de ser en serie.

10. Visualización (VX)

Se agrega un módulo VX a la red del dispositivo X8i, se lleva a cabo una configuración básica conectando a la red de área local y con ello se visualiza el sistema de aire comprimido en el PC.

No se requiere software especial, con un navegador de Internet estándar es suficiente. La Visualización del Sistema permite monitorear los parámetros críticos del sistema y del equipo, cambiar rápidamente hasta llegar a cada uno de los compresores para visualizar el estado operativo y ser alertado de posibles mensajes de alarma. Según el nivel de seguridad, los usuarios pueden configurar en forma personalizada los puntos de configuración del control de presión, la programación y la secuencia del compresor; seleccionar prioridades de utilización del compresor e incluso alguna funcionalidad especial de control remoto [\[36\]](#).

6.6. Prioridades y presupuestos de cada una de las mejoras

PROPUESTAS	PRIORIDAD	PRESUPUESTO
INSTALACIÓN SALA DE COMPRESORES NAVE 19	1	Precio secador: ~ 11.600 € (con post-filtro asciende a unos 13000 €) / ? € - Oferta de la instalación total de Aircomsa®
MODIFICACIONES EN ESTRUCTURA DE LA RED	1	~ 18.200 € - Oferta de Inserincal®
MODIFICACIONES EN DIMENSIONAMIENTO DE LA RED	3	101.000 € - Oferta de Inserincal® (Se han sumado todas las ofertas de cambio de colectores, el coste medio por cambio de un colector es de unos 8.000-9.000 €)
INSTALACIÓN DE DEPÓSITOS	3	~ 7.980 € - Oferta de Inserincal®
BDD FUGAS AIRE COMPRIMIDO	2	~ 960 € (Localización fugas primer día), 870 € (Días adicionales) - Oferta de Atlas Copco® (Se estiman 2-3 días de trabajo)
INSTALACIÓN SISTEMA INTELIGENTE DE CONTROL DE COMPRESORES	1	? € - Oferta de Ingersoll-Rand®/Aircomsa®
REFRIGERACIÓN COMPRESOR 3 NAVE 5	2	? € - Oferta de Aircomsa®
INSTALACIÓN SALA DE COMPRESORES NAVE 5	3	~ 769 € - Oferta de Inserincal®
MODIFICACIONES EN CIRCUITO CIRCULATING NAVE 12	4	~ 580 € (~ 330 € del total están asociados al Certificado de destrucción del gas R22, que incluiría también la destrucción del gas del secador de Nave 19 en el caso de que se optase por esa opción) - Oferta de Serfriar®
INSTALAR ELECTROVÁLVULAS Y CONMUTADORES A PIE DE SUELO EN VÁLVULAS DE COLECTORES Y RAMAL PRINCIPAL	3	~ 40.600 € - Oferta de Inserincal®
APROVECHAMIENTO CALOR AIRE REFRIGERACIÓN COMPRESORES	4	
PINTAR LA RED	5	
ETIQUETAR VÁLVULAS	4	

Tabla 6.7. Prioridades y presupuestos de las mejoras

7. INFORME SOBRE MEDIDAS DE SEGURIDAD EN SALAS DE COMPRESORES

Con la colaboración del Departamento de Seguridad se elaboró un informe acerca de las medidas de seguridad adecuadas en salas de compresores. Se ha aplicado el conocido Método de las 5S, técnica japonesa de gestión de las zonas de trabajo consistente en los siguientes principios:

- Clasificación: Eliminar del espacio de trabajo lo que sea inútil
- Orden: Organizar el espacio de trabajo de forma eficaz
- Limpieza: Mejorar el nivel de limpieza de los lugares
- Normalización: Prevenir la aparición de la suciedad y el desorden
- Mantener la disciplina: Fomentar los esfuerzos en este sentido

Algunas de las principales medidas para cumplir dichos objetivos en las salas de compresores de las Naves 5 y 19 son las que se muestran a continuación:

- Señales de advertencia de ruido, el cual no puede sobrepasar por normativa los 87 dB. El trabajador ha de disponer de protección auditiva, ya sean orejeras o tapones. Con ello se puede reducir el efecto del ruido hasta unos 70 dB.
- Carteles de personal autorizado situados en la entrada.
- Cuadros eléctricos debidamente señalizados:
 - En armarios de alta tensión (más de 1000 V) se debe disponer de banqueta aislante, pértiga para operar a una distancia prudente así como las reglas de oro de seguridad en puestos eléctricos.
 - Entre el interior y la puerta ha de existir una conexión auxiliar para crear cortocircuito debido a corrientes residuales entre ambas partes a través de las bisagras.
- Medios de extinción debidamente señalizados a través de carteles fluorescentes situados a una altura pertinente sobre ellos (extintores, alarmas...):

- Deben estar libres de obstáculos y en posiciones fácilmente accesibles. La parte superior de los extintores ha de estar situada a una altura de 1,70 m sobre el suelo. No es necesario que se encuentren colgados pero ello facilita su acceso y uso.
- Debe existir al menos un extintor de CO₂ por sala para su utilización en caso de incendio de partes eléctricas (no dejan residuos de agua). Han de disponer de manguera con boquilla protectora para evitar que el flujo de vapor expulsado entre en contacto con el operario que haga uso del mismo.
- Las partes de la maquinaria o de cualquier elemento susceptible de alcanzar altas temperaturas que supongan un peligro para el trabajador han de estar señalizadas.
- No deben existir desechos o material almacenado que no aporte nada al debido funcionamiento de la sala y ocupen espacio utilizable para los fines correspondientes de la misma.
- No deben encontrarse tuberías o cables que supongan obstáculos en mitad de la sala y que puedan generar accidentes. Si no hay forma de evitar su paso por sitios transitables, han de ocultarse bajo plataformas pintadas con rayas oblicuas amarillas y negras para advertir de su presencia.
- Las tuberías, en función del fluido circulante, han de estar pintadas de distintos colores, todos ellos normalizados.
- Las gafas de seguridad son obligatorias siempre que se vayan a realizar operaciones de mantenimiento o reparación que supongan un peligro para el operario.
- Los fluorescentes de iluminación de la sala deben ser antideflagrantes, es decir, cerrados o con pantalla, para evitar chispas que puedan generar incendios.
- Al menos en la salida principal ha de situarse iluminación de emergencia que facilite su localización en caso de posibles apagones. En salas con pasillos además ha de indicarse el camino hasta dicha salida mediante sucesivas luces de emergencia.

- Los atillos han de situarse a más de 2 metros de altura sobre el suelo y disponer de barandilla de 90 cm de altura así como de listón intermedio y rodapié de 20 cm que evite la caída de material rodante a la parte baja de la sala.
 - Las plataformas pueden ser de rejilla si lo que se almacena sobre estas no tiene un tamaño tal que pueda atravesarla y caer al piso inferior.
 - Las escaleras han de sobresalir por encima de la plataforma una altura de un metro para facilitar el acceso a esta del operario. El hueco por el que se accede ha de estar debidamente vallado y con una puerta que se abra hacia adentro de la plataforma. Ha de contar con un resorte que automáticamente la cierre una vez esté el operario sobre ella.
 - Debe existir una línea de vida por escalera y un arnés anclado a la misma de forma que el trabajador pueda ascender con dicha sujeción adicional. En la parte inferior de la escalera y como medida preventiva deberán situarse las instrucciones y señalizaciones obligatorias de utilización.
- Las estanterías en dichas salas deben estar rígidamente ancladas, bien a la pared, bien al suelo.
- En caso de existir polipastos, estos han de contar con un tope de seguridad en el gancho que evite a la carga caerse.
- Entre cualquier escalera descendente y el extremo de la puerta por la que se acceda una vez abierta debe haber un rellano de un metro de distancia, si no es así será recomendable señalar.

8. CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos tras la realización de este proyecto se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El desarrollo de la BDD y de los cálculos relacionados con caudales circulantes, dimensionamiento de tuberías, pérdidas de carga y costes en Microsoft Office Excel® ha sido acertado. Como se indicaba al comienzo de este documento, la ingente cantidad de datos y la complejidad de la red no propiciaba el uso de lenguajes de programación complejos como Matlab®.
- El uso de esta BDD requiere mejoras y actualizaciones continuas para asegurar su eficiencia. Los datos referenciales utilizados dentro de la misma facilitan esas modificaciones, lo que le otorga un alto grado de flexibilidad. Además, los coeficientes de seguridad considerados dan margen para asegurar sobredimensionamientos que no supongan costes innecesarios ni pérdidas de rendimiento de la red.
- Los planos utilizados también deberán ser revisados y alterados ante cada cambio en la BDD para guardar la coherencia entre ambos ficheros.
- Los criterios utilizados en los cálculos son susceptibles de cambios por cada uno de los usuarios que hagan uso de la BDD. Precisamente, la flexibilidad de la que goza ésta da cabida a distintas interpretaciones en los cálculos de caudal, los coeficientes de seguridad manejados, el caudal estimado por cada uno de los tramos que permiten el cálculo de caídas de presión en casos extremos, las fugas estimadas, etc.
- Por los resultados obtenidos, se recomienda redimensionar algunos colectores para asegurar su función de pulmones, así como homogeneizar la distribución de tomas secundarias en los ramales primarios.
- El estudio de caídas de presión en casos extremos ha determinado que el diseño actual asegura la presión mínima admisible en la red.
- El análisis y estimación de fugas, con los medios disponibles, no ha sido lo más detallado posible. Se requerirá la intervención de empresas especializadas en detección y mantenimiento de las mismas para concretar las medidas a aplicar. No obstante, se ha

estimado con cierta seguridad el alto porcentaje de pérdidas que ocasionan las fugas existentes en el estado actual de la red.

- El sistema de control de compresores será una de las prioridades en el desarrollo futuro de la red ya que supondrá un gasto energético menor, un mayor control de la situación de las variables que se manejan en redes de este tipo, una mayor adaptación del funcionamiento de los compresores a la demanda de las instalaciones, así como mejoras en el mantenimiento de éstos aparatos. Por todo ello, la reducción de costes será más que destacable.
- El rediseño de las salas de compresores de las naves 5 y 19, del mallado de la red (con sus correspondientes adiciones/eliminaciones de válvulas, depósitos, tuberías, etc.), el aprovechamiento de calor, y demás medidas, incrementarán el rendimiento de la red, asegurarán un mejor mantenimiento y potenciarán unas correctas ampliaciones de cara al futuro de la instalación.
- No obstante, medidas como el redimensionamiento de la red o la instalación de electroválvulas a nivel de suelo, aunque necesarias, son excesivamente caras debido al enorme tamaño de la instalación. Lo idóneo será ir mejorando tramo por tramo o nave por nave y con vistas a largo plazo.
- Los costes asociados a pérdidas de energía en funcionamiento de compresores y secadores y los debidos a fugas son los más relevantes. Las medidas de ahorro deberán centrarse en ambos aspectos.
- Las medidas de seguridad en las salas de compresores facilitarán el mantenimiento de éstos y el uso “in situ” del sistema de control cuya instalación se plantea en este documento.

9. BIBLIOGRAFÍA

Se presentan a continuación todas las fuentes de información que se han utilizado para realizar el proyecto. Éstas incluyen desde publicaciones, catálogos o manuales de usuarios hasta páginas webs de fabricantes.

I. MONOGRAFÍAS Y BIBLIOGRAFÍA PRINCIPAL

- CONAE (Comisión Nacional para el Ahorro de Energía). *Guías prácticas para ahorrar energía en los sistemas de aire comprimido*. Guías para ahorro de energía en la pequeña y mediana empresa. Col. Cuauhtémoc, México D.F.
- DPTO. INGENIERÍA MECÁNICA UC3M. *Apuntes de neumática industrial de la asignatura Elementos de Máquinas*.
- INGERSOLL-RAND. *Ingersoll Rand® Automatization, Controlador avanzado para sistemas de aire comprimido*. Reino Unido, Enero 2008.
- INGERSOLL-RAND. *Ingersoll Rand® X-Series System Automation*. Enero 2009.
- INGERSOLL-RAND. *Ingersoll Rand® X-Series System Visualization*. 2009.
- INGERSOLL-RAND. *Manual de manejo y mantenimiento del compresor Ingersoll-Rand® Nirvana 160*. Julio 2006.
- INGERSOLL-RAND. *Manual de manejo y mantenimiento del compresor Ingersoll-Rand® R 90-160 IU*. Julio 2007.
- INGERSOLL-RAND. *Manual de manejo y mantenimiento del compresor Ingersoll-Rand® SSR M160*. Reino Unido, Junio 2002.
- KAESER COMPRESORES. *Recuperación del calor, Serie PTG, SWT*. Quilicura, RM, Santiago de Chile.
- KAESER COMPRESORES. *Técnicas de aire comprimido*. Querétaro, Qro México.

- ROLDÁN MIGUELÁÑEZ, ANTONIO. *Informe sobre medición de equipos de aire comprimido de Atlas Copco®*. Madrid, España. Diciembre 2009.
- SOTO VÁSQUEZ, ANA ANDREA. *Proyecto Fin de Carrera: Propuesta de rediseño de la red de aire comprimido de Industrias Ceresita® S.A.*. Curicó, Chile 2005.
- WORTHINGTON CREYSSENSAC. *Manual de manejo y mantenimiento del compresor Worthington Creyssensac® Rollair 150-220 Gen8*.

II. TEXTOS ELECTRÓNICOS Y PÁGINAS WEB

- *Blog de Raúl Álvarez López para temas relacionados con refrigeración.*
http://raa-alvarez-lopez-raul.blogspot.com/2010_08_01_archive.html
- *Página web de Airtec®*
Fugas de aire comprimido – Ahorro de energía industrial.
<http://ahorroenergiayairecomprimido.com/fugas-de-aire/>
- *Página web de CABESTI® S.R.L. Tratamiento de aire y gases comprimidos.*
http://www.cabestisrl.com.ar/CABESTIsrl/02_informestecnicos_ad_05.htm
- *Página web de COHIMAR®*
http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica3.html
- *Página web de Irimac® S.L. Asturias, España.*
Diseño de una sala de compresores de aire.
http://www.irimac.es/AireComprimido/SALA_diseno.html
- *Página web de John Deere® Ibérica S.A.*
http://www.deere.es/wps/dcom/es_ES/regional_home.page
- *Página web de Tecnun®, Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica.*
Práctica 3: Cálculos en instalaciones neumáticas.
http://www.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica%20Neumatica_Sol.pdf
- *Página web de la UPC (Universitat Politècnica Superior de Catalunya).*
Tema 5: Instalación y redes de distribución de aire comprimido. Curso de Neumática de la UPC.
<http://www-eupm.upc.es/~mmt/TemaNeu5.doc>

- *Página web sobre conceptos básicos de neumática e hidráulica.*
<http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica6.htm>
- *Página web sobre conceptos básicos de neumática e hidráulica.*
<http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica23.htm>

III. REFERENCIAS

1. INTRODUCCIÓN:

- [1] - Web de John Deere® S.A. (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

2. FASES Y DESARROLLO DEL PROYECTO:

- [2] - Informe Atlas Copco® (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

3. INTRODUCCIÓN TEÓRICA:

- [3] - Apuntes Elementos de Máquinas (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [4] - Imagen obtenida por búsqueda en la web (con posible copyright). Ver http://raa-alvarez-lopez-raul.blogspot.com/2010_08_01_archive.html
- [5] - PFC sobre rediseño de la red de aire comprimido de Industrias Ceresita® S.A. (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [6] - Imagen obtenida por búsqueda en la web (con posible copyright). Ver http://www.cabestisrl.com.ar/CABESTIsrl/02_informestecnicos_ad_05.htm
- [7] - PFC sobre rediseño de la red de aire comprimido de Industrias Ceresita® S.A. (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [8] - Imagen obtenida por búsqueda en la web (con posible copyright). Ver <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica6.htm>
- [9] - Imagen obtenida por búsqueda en la web (con posible copyright). Ver <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica23.htm>
- [10] - Imagen obtenida por búsqueda en la web (con posible copyright). Ver http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica3.html
- [11] - PFC sobre rediseño de la red de aire comprimido de Industrias Ceresita® S.A. (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [12] - PFC sobre rediseño de la red de aire comprimido de Industrias Ceresita® S.A. (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[13] - Web de la UPC. Tema 5: Curso de Neumática (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

4. SITUACIÓN ACTUAL DE LA RED:

[14] - Web de Airtec® (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

[15] - Web de Airtec® (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

[16] - Manuales de distintos tipos de maquinaria (Ver IV: Bibliografía adicional).

[17] - Manuales de compresores Ingersoll-Rand® y Worthington® (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

5. DESCRIPCIÓN DE LA BASE DE DATOS:

[18] - Web de la UPC. Tema 5: Curso de Neumática (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

[19] - Web de la UPC. Tema 5: Curso de Neumática (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

[20] - Web de Airtec® (Ver II: Textos electrónicos y páginas web).

[21] - Documentación Kaeser Compresores®: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[22] - Documentación Kaeser Compresores®: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[23] - Guía de ahorro de energía CONAE (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[24] - Documentación Kaeser Compresores®: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[25] - Informe Atlas Copco® (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[26] - Documentación Kaeser Compresores®: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

6. PROPUESTAS DE MEJORA EN LA RED DE AIRE COMPRIMIDO:

[27] - Documentación Kaeser Compresores®: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

[28] - Catálogos de caudalímetros (Ver IV: Bibliografía adicional).

- [29] - Documentación Kaeser Compresores[®]: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [30] - Guía de ahorro de energía CONAE (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [31] - Informe Atlas Copco[®] (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [32] - Documentación Kaeser Compresores[®]: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [33] - Informe Atlas Copco[®] (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [34] - Documentación Kaeser Compresores[®]: Técnicas de aire comprimido (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [35] - Catálogos de sistema de control X8i de Ingersoll-Rand: Automatización (Ver I: Monografías y bibliografía principal).
- [36] - Catálogo de sistema de control X8i de Ingersoll-Rand: Visualización (Ver I: Monografías y bibliografía principal).

ANEXOS

- [37] – Real Decreto 769/1999 y Real Decreto 2060/2008 (Ver IV: Bibliografía adicional).

IV. BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL

- ABB. *Manual de instrucciones Robot de soldadura al arco ABB[®]*.
- AIRCON. *Documentación Línea de Pintura Aircon[®] S.A.L.*
- DEFROM. *Instrucciones Rodadora de Engranajes Deprom[®] S.L.* Sevilla, Abril 1999.
- DOIMAK. *Manual de documentación mecánica de Rectificadora de Fresas Madre.* Febrero 2007.
- HESSAP. *Manual de instrucciones del Torno Vertical DVH-250i Hessapp[®]*. 2008.
- HESSAP. *Manual de instrucciones del Torno Vertical DVT-400 Hessapp[®]*. 1997.
- LANA SARRATE. *Catálogo “Eldridge Products, Inc. Thermal Gas Mass Flow Measurement and Control Instrumentation”*. 2008.
- LIEBHERR. *Manual de operaciones Talladora Liebherr[®] LC 182*. Octubre 2002.

- MAFRI EUROPA. *Manual de operaciones de la Afeitadora de Engranajes Hurth® ZSA-220*.
- MP PRODUCTIVIDAD. *Documentación técnica Banco Montaje 5 velocidades, MP Productividad®*. 2007.
- MP PRODUCTIVIDAD. *Guías de usuario Línea Skid Steer, MP Productividad®*. Sevilla, 2003.
- OVERBECK, DANOBAT GRUPPE. *Manual de instrucciones de la Rectificadora de Precisión Tipo VWK 90/1-S*. 2004.
- *Real Decreto 769/1999, de 7 de mayo, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la Directiva del Parlamento Europeo y del Consejo, 97/23/CE, relativa a los equipos de presión y se modifica el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril, que aprobó el Reglamento de aparatos a presión*. B.O.E. Núm. 129 Lunes, 31 de mayo de 1999.
- *Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias*. B.O.E. Núm. 31 Jueves, 5 de febrero de 2009.
- SAET. *Manual de operaciones de Horno Saet® de 300 kW*. Febrero 2009.
- SAET. *Manual de operaciones de Horno Saet® de Temple y Revenido de palieres*. Enero 2009.
- SIERRA INSTRUMENTS. *Catálogo caudalímetros*. California, EEUU.
- SKI KOMPETENTE MESSTECHNIK. *Catálogo "SDF- Sondas"*. Mönchengladbach, Alemania.
- SLOAN IMPLEMENT. *Manuales de usuario de prensa de montaje de casquillos y rodamientos, puesto de tapones y banda de transporte y puestos manuales de la Línea de Montaje Row Unit*. Enero 2008.

ANEXOS

ANEXO I

INFORME SOBRE REGLAMENTO DE EQUIPOS A PRESIÓN

Para cualquier tipo de modificación o ampliación en la red de aire comprimido (como por ejemplo, algunas de las medidas de mejora planteadas en este proyecto), el Departamento de Ingeniería de Planta ha solicitado un informe acerca de los requisitos legales necesarios para llevarlas a cabo. Para ello se ha recurrido a los documentos vigentes que rigen este tipo de instalaciones: Real Decreto 2060/2008 y Real Decreto 769/1999 [\[37\]](#).

1. INSTALACIÓN Y PUESTA EN SERVICIO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO

1.1. REQUISITOS PARA LA INSTALACIÓN Y PUESTA EN SERVICIO DE INSTALACIONES

Las instalaciones de aire comprimido de John Deere Ibérica S.A. requerirán proyecto de instalación siempre que cumplan la condición impuesta en el Anexo II del Real Decreto 2060/2008. Ello consiste en que la suma de los productos de la presión máxima de servicio de los equipos en bar por el volumen en litros sea superior a 25000 excluidas las tuberías de conexión y los equipos que no cumplan los requisitos mínimos técnicos para fluidos gaseosos del grupo 2, entre los cuales está incluido el aire comprimido. Dichos equipos y requisitos son definidos en el Apartado 3 del Artículo 3 del RD 769/1999 y se resumen en los siguientes puntos:

- Recipientes que tengan un volumen superior a 1 litro y cuyo producto $PS \times V$ sea superior a 50 bar x litro o los que tengan una presión PS superior a 1.000 bar. En la gráfica presentada, todos aquellos de categoría igual o superior a categoría I.

- Todos aquellos equipos a presión ensamblados por un fabricante de forma que constituyan una instalación funcional.

Todas las instalaciones restantes que no requieren proyecto se definen como de menor riesgo.

1. Contenido del proyecto

En aquellos equipos que se exige proyecto, la instalación sólo podrá ser realizada por empresas de categoría EIP-2, que son las únicas cualificadas para ello según el Anexo I del RD 2060/2008.

a) Memoria:

- Clase de actividad industrial y uso a la que se destinan los equipos a presión.
- Identificación y características de los equipos a presión.
- Justificación de todos los requisitos reglamentarios que le sean de aplicación.
- Estudio de la seguridad en la utilización de la instalación.
- Instrucciones en caso de emergencia y procedimientos de actuación en caso de activación o fallo en las seguridades.

b) Presupuesto

c) Planos:

- Esquema de principio de la instalación con indicación de todos los equipos a presión y la situación de los accesorios de seguridad. Deberán incluirse parámetros como presión, temperatura...
- Plano de situación de la instalación, con indicación de referencias invariables y escala aproximada de 1/10.000 a 1/50.000.
- Plano de ubicación de la instalación con indicación de dimensiones generales, localización de los equipos principales y distancias a otros riesgos.

2. Puesta en servicio

La puesta en servicio de una instalación de este tipo requiere la presentación de la siguiente documentación:

- a) Certificado de dirección técnica emitido por técnico titulado competente y visado por el correspondiente colegio oficial, **si se requiere proyecto de instalación.**

b) Certificado de instalación suscrito tanto por empresa instaladora de equipos a presión inscrita como por su responsable técnico donde se haga constar:

- Que los equipos cumplen el reglamento.
- Que disponen de las instrucciones de todos los equipos (incluidos aquellos mencionados en el citado Artículo 3 del RD 769/1999).
- Que se han realizado las pruebas requeridas, incluyendo la correspondiente prueba hidrostática de resistencia de los elementos no probados. Dicha prueba se efectuará a una presión que será como mínimo el valor más elevado de los siguientes (sin sobrepasar la presión de prueba que corresponde a cada equipo):
 - La presión Pms multiplicada por 1,43.
 - La presión Pms multiplicada por un factor que tenga en cuenta la mayor resistencia de los materiales a la temperatura de prueba respecto a la temperatura Tms y multiplicada por 1,25.

El certificado de instalación será emitido y firmado por el técnico titulado competente de la empresa EIP-2 (**o EIP-1 si no se requiere proyecto**) y visado por el correspondiente colegio oficial.

c) Declaraciones de conformidad de los equipos a presión y de los accesorios de seguridad o presión.

En caso de aparatos usados, se acompañará el acta de inspección periódica de nivel C (Ver Anexo III del RD 2060/2008).

Si los aparatos fueron comercializados antes de la entrada en vigor del R.D. 769/1999, y carecen de marcado CE, podrán presentarse los certificados de fabricación de acuerdo con reglamentación en vigor en el momento de su fabricación.

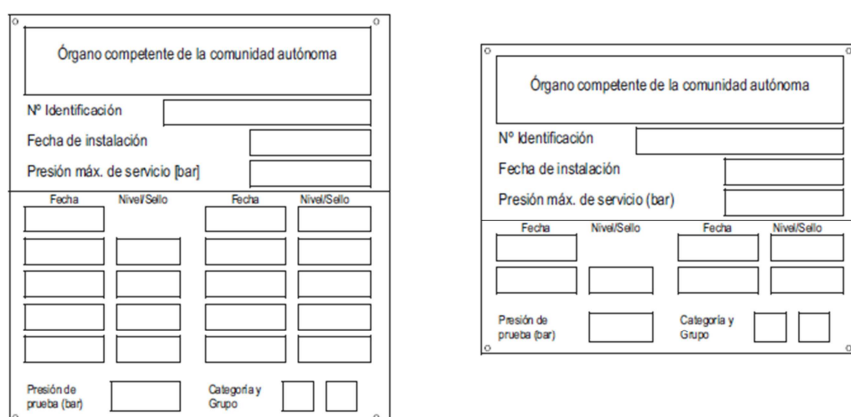
d) **En caso de que no se requiera proyecto de instalación**, se exigirá esquema de principio de la instalación, firmado por la empresa instaladora de equipos a presión, en el que se indiquen los parámetros principales de funcionamiento y un plano de la instalación.

3. Placa de instalación e inspecciones periódicas

Todos los equipos a presión de las instalaciones que estén sujetos a inspecciones periódicas deberán disponer de una placa realizada con materiales duraderos, ser legible e ir colocada en un lugar visible del conjunto.

Las placas serán facilitadas por el órgano competente de la comunidad autónoma, tras la presentación de la correspondiente documentación de la instalación. Si se produce un cambio de emplazamiento a otra comunidad autónoma, ésta decidirá si la mantiene o le otorga una nueva.

Se utilizarán los siguientes modelos de placa:



La placa grande tendrá unas dimensiones de 70 x 75 mm.

La placa pequeña, de unas dimensiones de 70 x 55 mm podrá utilizarse en equipos de menor tamaño.

En la cumplimentación de las placas deberá indicarse lo siguiente:

Nº Identificación	El número otorgado por el órgano competente de la comunidad autónoma.
Fecha de instalación	Fecha del certificado de instalación
Presión máx. de servicio	La presión máxima de servicio de la instalación.
Fecha	La primera fecha corresponderá a la de fabricación del equipo a presión o conjunto. Las siguientes fechas serán las de realización de las correspondientes inspecciones periódicas de nivel B y C.
Nivel / sello:	Indicación del nivel de inspección B o C según el anexo III y el punzón del organismo de control autorizado que realice la inspección periódica.
Presión de prueba	La presión de la prueba hidrostática del equipo a presión o conjunto.
Categoría y grupo	Categoría del aparato, equipo a presión o conjunto y grupo de fluido, de acuerdo con el Real Decreto 769/1999, de 7 de mayo.

4. Instalaciones con equipos de categoría inferior a la categoría I

Son aquellos definidos como de menor riesgo y deberán cumplir con el Artículo 9 del RD 2060/2008.

1.2. DOCUMENTOS NECESARIOS PARA LA INSTALACIÓN

Los documentos a utilizar para acreditar la instalación de equipos a presión incluirán:

1. Certificado de dirección técnica.

- Identificación del técnico titulado competente, DN o NIE (en su defecto número de pasaporte), colegio oficial al que pertenece y nº de colegiado.
- Localización de la instalación (titular, dirección y Nº R.E.I.)
- Características técnicas de la instalación:
 - Identificación de todos los equipos a presión, denominación, PS, V, PT y clasificación.
 - Presión máxima de servicio de la instalación (Pms) y fluido contenido.
 - Accesorios de seguridad y presión de precinto (Pp).
 - Si procede, otras características específicas según el tipo de equipo (TS,...).
- Que la instalación se ha realizado de acuerdo al proyecto (identificación del proyecto).
- Que la instalación cumple los requisitos reglamentarios, habiéndose observado las indicaciones del fabricante y realizado las pruebas en el lugar del emplazamiento.
- Que su funcionamiento es correcto.
- Identificación de la documentación que se acompaña.
- Fecha y firma.
- Visado del colegio oficial al que pertenece.

2. Certificado de instalación.

- Identificación de la empresa instaladora de equipos a presión (nombre, dirección y nº de identificación).
- Localización de la instalación (titular, dirección y Nº R.E.I.)
- Características técnicas de la instalación: Descripción de todos los equipos a presión, identificación, PS, V, PT y clasificación.

- Si procede, otras características específicas según el tipo de equipo (TS,...).
 - Presión máxima de servicio de la instalación (Pms) y fluido contenido.
 - Accesorios de seguridad y presión de precinto (Pp).
 - Si procede, otras características específicas según el tipo de equipo (TS,...).
- Que la instalación cumple los requisitos reglamentarios, habiéndose observado las indicaciones del fabricante y realizado las pruebas en el lugar del emplazamiento, que incluirán en su caso la correspondiente prueba hidrostática.
- Que se dispone de todas las instrucciones de los fabricantes
- Que su funcionamiento es correcto.
- Identificación de la documentación que se acompaña.
- Fecha y firma.
- Identificación del responsable técnico de la empresa instaladora que suscribe el certificado y sello de la empresa.

1.3. MODIFICACIÓN DE INSTALACIONES

Se consideran modificaciones de instalaciones las que alteran la función principal (aumento de la presión, modificación de la temperatura, sustitución de los elementos de seguridad...). Estas modificaciones, así como las ampliaciones, serán consideradas como una nueva instalación y deberán realizarse por empresas instaladoras de equipos a presión de la categoría adecuada, las cuales emitirán el correspondiente certificado indicado en el Anexo IV del RD 2060/2008.

1.3.1. DOCUMENTOS NECESARIOS PARA MODIFICAR UNA INSTALACIÓN

1. Certificado de modificación de una instalación.

- Identificación de la empresa instaladora o reparadora de equipos a presión (nombre, dirección y nº de identificación).
- Localización de la instalación (titular, dirección y Nº R.E.I.)
- Características técnicas de la instalación:

- Identificación y características de los equipos a presión.
 - Accesorios de seguridad y presión de precinto (Pp).
 - Si procede, otras características específicas según el tipo de instalación.
-
- Descripción de la modificación.
 - Fecha, nombre, firma del responsable y sello de la empresa instaladora o reparadora.
 - Identificación del organismo de control autorizado (O.C.A.) que ha intervenido.
 - Descripción de los exámenes, controles y pruebas realizados.
 - Que la instalación es segura.
 - Fecha y firma.
 - Identificación del responsable técnico de la empresa instaladora o reparadora que suscribe el certificado y sello de la empresa.

2. REGISTRO DE INSTALACIONES DE APARATOS A PRESIÓN

DOCUMENTACIÓN A PRESENTAR:

1) Para la solicitud de inscripción de la instalación en el registro.

- Documento justificativo del pago de la tasa.
(http://www.madrid.org/cs/Satellite?pagename=ComunidadMadrid/Comunes/Presentacion/popupGestionTelematica&language=es&c=CM_Tramite_FA&cid=1109168969923&nombreVb=tasas)
- Solicitud de Registro de Instalaciones de Aparatos a Presión, acompañado del Anexo con los datos técnicos de los aparatos a presión, cuando la instalación conste de más de un aparato.
(http://www.madrid.org/cs/Satellite?pagename=ComunidadMadrid/Comunes/Presentacion/popupGestionTelematica&language=es&c=CM_Tramite_FA&cid=1109168969923&nombreVb=impresos o carpeta Legalización y Registro de instalaciones de aparatos a presión / Registro de instalaciones de aire a presión / Solicitud de Registro)
- Proyecto/Memoria Técnica de instalación cuyo contenido cumple con lo expresado en el Anexo II y en la Instrucción Técnica Complementaria correspondiente, de acuerdo

con el RD 2060/2008, de 12 de diciembre por el que se aprueba el Reglamento de Equipos a Presión y sus Instrucciones Técnicas Complementarias. (Pasos a seguir especificados en el archivo Legalización y Registro de instalaciones de aparatos a presión / Legalización / Reglamento instalaciones aire comprimido / Reglamento instalaciones aire comprimido.docx)

- Anexo al Proyecto / Memoria Técnica, en el caso de que éste/a haya sufrido alguna modificación. (Pasos a seguir especificados en el archivo Legalización y Registro de instalaciones de aparatos a presión / Legalización / Reglamento instalaciones aire comprimido / Reglamento instalaciones aire comprimido.docx)
- Copia del certificado de empresa instaladora de aparatos a presión autorizada conforme al nuevo reglamento de equipos a presión (Solicitar a la empresa instaladora)

2) Para el **registro de puesta en funcionamiento**

- Certificado de dirección técnica emitido por técnico titulado competente y visado por el correspondiente colegio oficial, **si se requiere proyecto de instalación**. (Datos a incluir en dicho certificado especificados en el archivo Legalización y Registro de instalaciones de aparatos a presión / Legalización / Reglamento instalaciones aire comprimido / Reglamento instalaciones aire comprimido.docx)
- Certificado de instalación suscrito tanto por empresa instaladora de equipos a presión inscrita como por su responsable técnico. (Datos a incluir en dicho certificado especificados en el archivo Carpeta Legalización / Reglamento instalaciones aire comprimido / Reglamento instalaciones aire comprimido.docx)
- Declaraciones de conformidad de los equipos a presión y de los accesorios de seguridad o presión. *

En caso de aparatos usados, se acompañará el acta de inspección periódica de nivel C (Ver Anexo III del RD 2060/2008). *

Si los aparatos fueron comercializados antes de la entrada en vigor del R.D. 769/1999, y carecen de marcado CE, podrán presentarse los certificados de fabricación de acuerdo con reglamentación en vigor en el momento de su fabricación. *

Los documentos marcados con * pueden aportarse tanto en el trámite para la solicitud de inscripción de la instalación en el registro, como en el trámite para el registro de puesta en funcionamiento de la instalación.

- **En caso de que no se requiera proyecto de instalación**, se exigirá esquema de principio de la instalación, firmado por la empresa instaladora de equipos a presión, en el que se indiquen los parámetros principales de funcionamiento y un plano de la instalación.
- Copia del certificado de empresa instaladora de aparatos a presión autorizada conforme al nuevo reglamento de equipos a presión (Solicitar a la empresa instaladora).

Información acerca de las vías de aportación de documentos, tramitación y presentación de solicitudes en:

http://www.madrid.org/cs/Satellite?c=CM_Tramite_FA&cid=1109168969923&definicion=Inscripcion+Registro&idConsejeria=1109266187242&idListConsj=1109265444710&language=es&pagename=ComunidadMadrid%2FEstructura&sm=1109265843990&tipoServicio=CM_Tramite_FA

ANEXO II**ESTIMACIONES DE CAUDAL Y FACTOR DE USO****SOPLADOS (Considerados a 7 bares)****Soplados en máquinas tipo tornos, talladoras, etc...**

Nº piezas (soplados)/jornada	tiempo soplado/soplado	tiempo soplado/jornada	tiempo limpieza máquina/jornada	tiempo total/jornada	UR
100	6	600	60	660	0,028

Segundos/jornada (6,5 horas efectivas)

23400

Diámetro orificio (mm)	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Caudal (l/min)	22	75	290	710	1130	1550	1970	2390	2810	3230	3650

BOMBA BIDONES GRASA Y PINTURA**CASO MUY DESFAVORABLE**

Estimamos nº aproximado de usos de pistola de grasa por pieza = 4

Tiempo estimado por engrasado = 5 segundos

Estimamos nº aproximado de piezas por jornada (la jornada se considera efectiva en torno a las 6,5 horas de las 8 horas teóricas) = 108

108 cajas/jornada / 6,5 horas efectivas/jornada = 16,62

1/16,62=0,06 horas efectivas/caja

0,06 horas ~ 3,61 minutos ~ 217 segundos

Nº piezas/jornada	Nº engrasados/pieza	Nº engrasados/jornada	Tiempo engrasado/engrasado	Tiempo engrasado total	UR
108	4	432	5	2160	0,092

BOMBA TIPO 1 (l/min)	BOMBA TIPO 2 (l/min)	BOMBA TIPO 3 (l/min)	BOMBA TIPO 4 (l/min)	BOMBA TIPO 5 (l/min)	BOMBA TIPO 6 (l/min)	BOMBA TIPO 7 (l/min)
Caudal libre 8,3 l/min; ratio 34:1	Caudal libre 7,6 l/min; ratio 20:1	Caudal libre 9,5 l/min; ratio 5:1	Caudal libre 114 l/min; ratio 3:1	Caudal libre 38 l/min; ratio 3:1	Caudal libre 91 l/min; ratio 4:1	
282,2	152	47,5	342	114	364	159
Caudal 8,3 l/min; ratio 34:1	Caudal 7,6 l/min; ratio 20:1	Caudal 9,5 l/min; ratio 5:1	Caudal 114 l/min; ratio 3:1	Caudal 38 l/min; ratio 3:1	Caudal 91 l/min; ratio 4:1	

40,31	21,71	6,79	48,86	16,29	52,00	22,71
-------	-------	------	-------	-------	-------	-------

SOPLADOS EN LAVADORAS

Se considera que el soplado en el interior de las lavadoras dura aproximadamente 2,5 minutos y que se realiza una media de 20 lavados por jornada.

El soplado tras el lavado dura unos 60 segundos. Tiempo del ciclo = 5 minutos.

Nº lavados (soplados)/jornada
20

PISTOLAS DE AIRE (Atornilladoras, pulidoras, brazos mecánicos, manipuladoras...)

Se considera un consumo medio por pistola atornilladora de 500 l/min.

CASO MUY DESFAVORABLE

Estimamos nº aproximado atornillados por pieza/caja (Hemos considerado el uso de una sola de las pistolas de las 5 ó 6 utilizables en dicho puesto) = 50

Tiempo estimado por atornillado = 6 segundos

Estimamos nº aproximado de piezas/cajas por jornada (la jornada se considera efectiva en torno a las 6,5 horas de las 8 horas teóricas) = 12

12 cajas/jornada / 6,5 horas efectivas/jornada = 1,85

1/1,85=0,54 horas efectivas/caja

0,54 horas ~ 33 minutos ~ 1980 segundos

Tiempo atornillado (s)	Nº atornillados/caja
6	50

MICROFUGÓMETROS

Estimamos un gasto muy bajo en este tipo de aparatos.

DESPLAZAMIENTO PIEZAS

Estimamos un valor medio generalizado de Q=200l/min para la maquinaria consistente en cilindros que permiten e impiden el paso de las piezas o para guías

Considerando una media de 200 piezas/jornada y unos 5 cilindros actuando para el desplazamiento de una pieza por ciclo dedicando 5 segundos para el movimiento de cada uno de ellos, tenemos que:

Nº piezas/jornada
200

ROBOTS

Estimamos un valor de unos 100 l/min de gasto en cilindros para desplazamiento o agarre de piezas. Consideramos que en todos ellos hay un par de boquillas de soplado de unos 2 mm de

diámetro (600 l/min). En total unos 700 l/min.

Tomamos unos 90 segundos de soplado + movimientos de cilindros del robot en un ciclo (110 segundos) y un ciclo de 20 minutos por pieza.

BANCOS

CASO MUY DESFAVORABLE

Consideramos un banco con un uso bastante constante de aire comprimido para el movimiento de cilindros.

Como en los soplados, estimaremos una media de 100 piezas/jornada en este tipo de máquinas.

MÁQUINA O APARATO CONECTADO A LA RED	CAUDAL LIBRE (N l/min)	CAUDAL (l/min)	Tiempo de movimiento (s)	Tiempo de un ciclo (s)	UR
Soplado en lavadoras (post-lavado y con pistola de soplado)*			60	1440	0,042
Lavadoras*			150,000		0,104
Caudal cilindro puerta	100	14,29			0,010
Pistola neumática	700	100,00	300	1980	0,152
Robots	700	100,00	200	1200	0,167
Desplazamiento piezas	200	28,57	25	117	0,214
Bancos	200	28,57	10	120	0,083
Microfugómetros	200	28,57			0,05

* Soplados

* Soplados

OTRAS MÁQUINAS, LÍNEAS DE MONTAJE, LÍNEAS DE PINTURA...

MÁQUINA O APARATO CONECTADO A LA RED	CAUDAL LIBRE (N l/min)	CAUDAL (l/min)	UR
Fresadoras	600	85,71	0,25
Rectificadoras	600	85,71	0,25
Tornos	500	71,43	0,33
Hornos (revenido, inducción, cementación...)	500	71,43	0,33
Centros de mecanizado	600	85,71	0,33
Talladoras	100	14,29	0,25
Refrentadoras, achaflanadoras, afeitadoras...	300	42,86	0,25
Líneas de montaje	1000	142,86	0,4
Salas de mezclas*			0,4
Toma media línea de pintura	300	42,86	0,4
Shot Peening	2000	285,71	0,33
Tomas de consumo despreciable	100	14,29	0,1

* Bombas
bidones pintura

FUGAS DESTACABLES POR NAVE

NAVE 1	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
1.2.06	Fuga en unión con válvula lavadora
1.2.11	Fuga tubo achaflanadora
1.2.15	Fuga en unión con presostato
1.2.15	Fuga en tubo torno
1.2.15	Fuga en unión de soplado rectificadora
1.2.17	Fugas en 2 soplados (achaflanadora y afeitadora)
1.2.17	Fuga en tubo achaflanadora
1.2.19	Fuga en unión de soplado
1.2.26	Fuga interna máquina temple inducción
1.2.20	Fuga en unión de soplado
1.2.20	Fuga en tubo lavadora
1.3.04	Fuga en unión de soplado
1.3.10	Fuga en unión de soplado
1.3.11	Fuga en unión de soplado
1.4.02	Fuga en unión de soplado
1.4.03	Fuga en unión de soplado
1.4.10	Fuga interna torno
1.4.11	Fuga en tubo torno
1.4.17	Fuga en tubería de 1"
1.C.03	Fuga en tubo transporte piezas
1.C.03	Fuga en presostato
1.6.01	Fuga interna rebarbadora
1.6.01	Fuga en tubo rebarbadora
1.6.03	Fuga en unión de soplado
1.6.06	Fuga en unión de soplado
1.6.11	Fuga en unión de soplado
1.6.15	Fuga en unión tubo 3/4" con tubo
1.6.18	Fuga interna torno
1.6.21	Fuga en tubo brochadora
1.6.24	Fuga en válvula de tubo 1"
1.6.25	Fuga en tubo horno Ipsen
1.7.02	Fuga en unión de soplado
1.7.04	Fuga en unión de soplado
1.7.05	Fuga en unión de soplado
1.7.06	Fuga en tubo banco
1.7.09	Fuga en tubo robot
1.7.10	Fuga interna torno
1.7.11	Fuga en unión de soplado
1.8.01	Fuga en tubo torno
1.8.01	Fuga interna torno
1.8.05	Fuga interna torno
1.8.08	Fuga en unión de soplado
1.8.08	Fuga interna rebarbadora
Nº FUGAS	43
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	430

NAVE 4	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
4.A.02	Fuga en unión con presostato
4.A.06	Fuga en tubería de 1"
Nº FUGAS	2
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	20
NAVE 5	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
5.A.04	Fuga en unión de pistola
5.B.01	Fuga en unión de pistola
5.5.01	Fuga en tubo pistola
5.6.01	Fuga en tubería de 1"
5.6.01	2 fugas en uniones de soplado
Nº FUGAS	5
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	50
NAVE 6	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
6.1.03	Fuga en unión con presostato
6.1.05	Fuga en unión con presostato
6.1.12	Fuga en unión de soplado
6.2.03	Fuga tubo rectificadora
6.2.12	Fuga tubo rectificadora
6.2.13	Fuga tubo rectificadora
6.2.14	Fuga en unión de soplado
6.B.02	2 fugas en uniones de soplado
6.B.06	Fuga en tubería de 1"
Nº FUGAS	9
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	90
NAVE 7	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
7.A.04	Fuga en unión de pistola
Nº FUGAS	1
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	10
NAVE 12	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
12.P.01	Fuga en unión de soplado
12.D.06	Fuga en unión de soplado
12.4.01	Fuga en tubo cilindro Skid Steer
12.6.03	Fuga en unión de microfugómetro
12.7.03	Fuga en unión con presostato
12.10.06	Fuga en presostato
12.10.06	Fuga en unión de pistola
12.10.09	Fuga en unión de soplado
12.11.06	Fuga en tubería de 1"
Nº FUGAS	9

CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	90
NAVE 14	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
14.5.03	Fuga en presostato
14.5.03	Fuga en unión con bomba
14.7.04	Fuga en unión de soplado
14.8.05	Fuga en unión de microfugómetro
14.8.05	Fuga en unión de pistola
14.9.04	Fuga en unión de soplado
14.10.01	Fuga en unión con brazo mecánico
14.10.05	Fuga en tubería de 1" (depósito)
14.12.05	Fuga en unión con bomba
14.13.01	Fuga en unión con bomba
14.13.03	Fuga en tubería de 1"
14.13.04	Fuga en unión de pistola
14.13.04	Fuga en unión de pistola
14.13.04	Fuga en unión de pistola
14.14.01	Fuga en unión de pistola
14.14.01	Fuga en unión de pistola
14.14.01	Fuga en unión de soplado
14.14.03	Fuga en unión de pistola
14.14.03	Fuga en unión de pistola
14.14.03	Fuga en unión de pistola
14.14.03	Fuga en pistola
14.15.02	Fuga tubo torno
14.15.02	Fuga en presostato
14.16.03	Fuga en tubería de 1"
14.17.01	Fuga en unión de soplado
14.17.02	Fuga en presostato
14.17.05	Fuga tubo CNC
14.18.02	Fuga tubo banco
14.19.01	Fuga tubo brocha
14.19.02	Fuga en unión de soplado
14.19.03	Fuga en unión de pistola
14.19.09	Fuga en unión de soplado
Nº FUGAS	32
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	320
NAVE 17	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
17.2.01	Fuga en unión de soplado
17.2.01	Fuga en unión de soplado
17.2.04	Fuga en unión de soplado
17.2.05	Fuga tubo centro mecanizado
17.2.06	Fuga en unión con presostato
17.2.07	Fuga en unión con bomba
17.2.08	Fuga en unión de soplado
17.2.08	Fuga en unión de pistola
17.2.09	Fuga en unión de soplado
17.2.09	Fuga en unión de soplado

17.4.05	Fuga en unión de soplado
17.4.05	Fuga en unión de soplado
17.4.06	Fuga interna rectificadora
17.P.02	Fuga tubo afeitadora
17.5.01	Fuga en unión de soplado
17.6.02	Fuga en unión de soplado
17.7.04	Fuga en tubo achaflanadora
17.7.04	Fuga en tubo achaflanadora
17.8.03	Fuga en cilindro brocha
17.9.07	Fuga en tubería de 1"
17.9.08	Fuga en unión de soplado
17.10.02	Fuga en unión de soplado
Nº FUGAS	22
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	220
NAVE 19	
ACOMETIDA	UBICACIÓN
19.1.10	Fuga interna centro mecanizado
19.2.03	Fuga tubo bomba
19.2.05	Fuga en unión de soplado
19.2.05	Fuga en unión de pistola
19.2.05	Fuga en unión con presostato
19.2.06	Fuga en unión de soplado
19.3.03	Fuga en tubería de 1"
19.3.04	Fuga en tubería de 1"
19.3.07	Fuga tubo robot
19.5.01	Fuga en unión de pistola
19.5.01	Fuga en unión de soplado
19.6.01	Fuga en unión de pistola
19.6.02	Fuga en unión de soplado
19.6.04	Fuga en conexión válvula
19.6.04	Fuga en unión de soplado
19.8.04	Fuga en unión de soplado
19.9.01	Fuga tubo banco
Nº FUGAS	17
CAUDAL TOTAL PERDIDO (l/min)	170



PROVEEDORES DE CAUDALÍMETROS

Distribuidor	Fabricante	Tecnología	Precio	Plazo de entrega	Error de medida	Tiempo de respuesta	Tipo de montaje	Salidas analógicas	Sálidas digitales	Comentario
Matelco [®] S.A.	Sierra Instruments [®] , Inc.	Sondas de dispersión térmica medidoras de caudal másico. Modelo 620S	~1000-1500 €	6 semanas aprox.	Precisión en la medida de velocidad = $\pm 1\%$	200 ms tras obtener el 63% del valor de la velocidad final	Taladrado de tubería y apriete por rosca a compresión	4-20 mA	Modbus	Despreciable caída de presión. Tamaño mínimo medible: 2"
Matelco [®] S.A.	Sierra Instruments [®] , Inc.	Sondas de dispersión térmica medidoras de caudal másico aptas para zona ATEX. Modelo 640S	~2000-2500 €	6 semanas aprox.	Precisión en la medida de velocidad = $\pm 2\%$ del 10 al 100 % del rango calibrado y $\pm 0,5\%$ por debajo del 10%	1 segundo tras obtener el 63% del valor de la velocidad final	Taladrado de tubería y apriete por rosca a compresión	4-20 mA	Modbus, Profibus	Despreciable caída de presión en tuberías de 3" o más
Matelco [®] S.A.	Sierra Instruments [®] , Inc.	Sondas de dispersión térmica medidoras de caudal másico. Con tranquilizador de flujo incorporado. Modelo 780	~3000 €	6 semanas aprox.	Precisión en la medida de velocidad = $\pm 1\%$		Taladrado de tubería y montaje a través de bridas	4-20 mA	Modbus, Profibus	Despreciable caída de presión



Matelco [®] S.A.	Sierra Instruments [®] , Inc.	Medidores de caudal volumétrico (Vortex). Modelo 240	Más caros que los de dispersión térmica	6 semanas aprox.	Precisión en la medida de velocidad = \pm 1,5%	Ajustable de 1- 100 ms	Requiere corte de tubería	4-20 mA	Modbus	Incluye totalizador. Posibilidad de instalar sensores de presión y temperatura para compensaciones en tiempo real y cálculos de otros parámetros como densidad, número de Reynolds, flujo másico...
Mabeconta [®] S.L.	S.K.I. [®]	Sondas de dispersión térmica medidoras de caudal másico.	~1500 €	3 semanas a partir del 1 de agosto aprox.	Error máximo 1% en el campo entre 5*10e4 y 5*10e6		Taladrado de tubería y montaje a través de bridas o unión soldada con un anillo cortante	4-20 mA	Salida por impulsos	Despreciable caída de presión
Mabeconta [®] S.L.		Medidores de caudal volumétrico (Vortex). Modelo GD-100	~2500- 3000 € (más baratas a medida que aumenta el diámetro)	3 semanas a partir del 1 de agosto aprox.	\pm 1,5% del valor indicado		Requiere corte de tubería	4-20 mA	Salida por impulsos. Comunicación HART	Incluye totalizador. Posibilidad de instalar sensores de presión y temperatura para compensaciones en tiempo real y cálculos de otros parámetros como densidad, número de Reynolds, flujo másico...

**ANÁLISIS Y MEJORA DE UNA
INSTALACIÓN DE AIRE
COMPRESIDO**



ANEXO II

Mabeconta [®] S.L.	Bopp & Reuther Messtechnik [®]	Medidores de caudal volumétrico (Vortex). Serie VT X 2	~2500- 3000 € (más baratas a medida que aumenta el diámetro)	3 semanas a partir del 1 de agosto aprox.	±0,9% del valor medido		Requiere corte de tubería	4-20 mA	Salida por impulsos. Comunicación HART	
Lana Sarrate [®] S.A.	Eldridge Products Inc. [®]	Sondas de dispersión térmica medidoras de caudal másico . Serie 500	~2000 €	6-8 semanas	Precisión en la medida de velocidad = ± 2%	1 segundo	Taladrado de tubería. Conexión a proceso: racor de compresión	4-20 mA	Puerto de comunicación: RS232C	Caída de presión despreciable sobre el ±20% de la presión de calibración absoluta. Tamaño mínimo medible: 2"
Lana Sarrate [®] S.A.	Fluxus [®]	Sensor ultrasónico medidor de caudal volumétrico. Modelo FL G704 MULTIF/220	~7000 €	4-5 semanas	Precisión en la medida de caudal volumétrico = ± 1% al 3% del valor medido		No requiere ni cortes ni taladros.	4-20 mA	Puerto de comunicación: RS232C	No hay caída de presión
Lana Sarrate [®] S.A.	Fluxus [®]	Sensor ultrasónico medidor de caudal volumétrico. Transductor de ondas Lamb (GRK- NNNTS+5M)	~3000 €	4-5 semanas			No requiere ni cortes ni taladros. Incluye abrazaderas de montaje	4-20 mA		No hay caída de presión. Rango de grosores: 4 a 9 mm
Lana Sarrate [®] S.A.	Fluxus [®]	Sensor ultrasónico medidor de caudal volumétrico. Transductor de ondas Lamb (GRM- NNNTS+5M)	~2000 €	4-5 semanas			No requiere ni cortes ni taladros. Incluye abrazaderas de montaje	4-20 mA		No hay caída de presión. Rango de grosores: 2 a 5 mm

ANEXO III

PLANO GENERAL COMPLEJO INDUSTRIAL



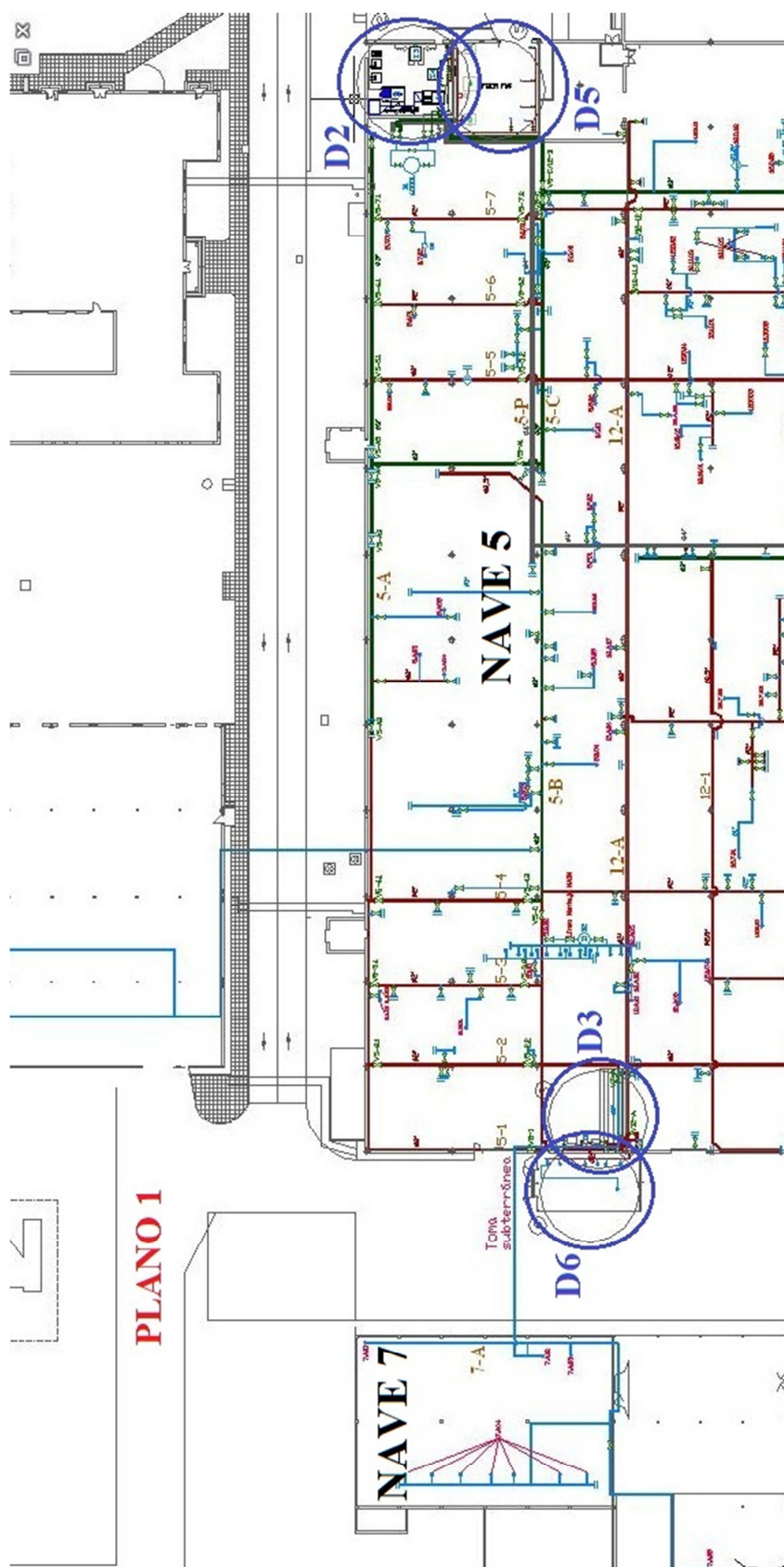
LEYENDA

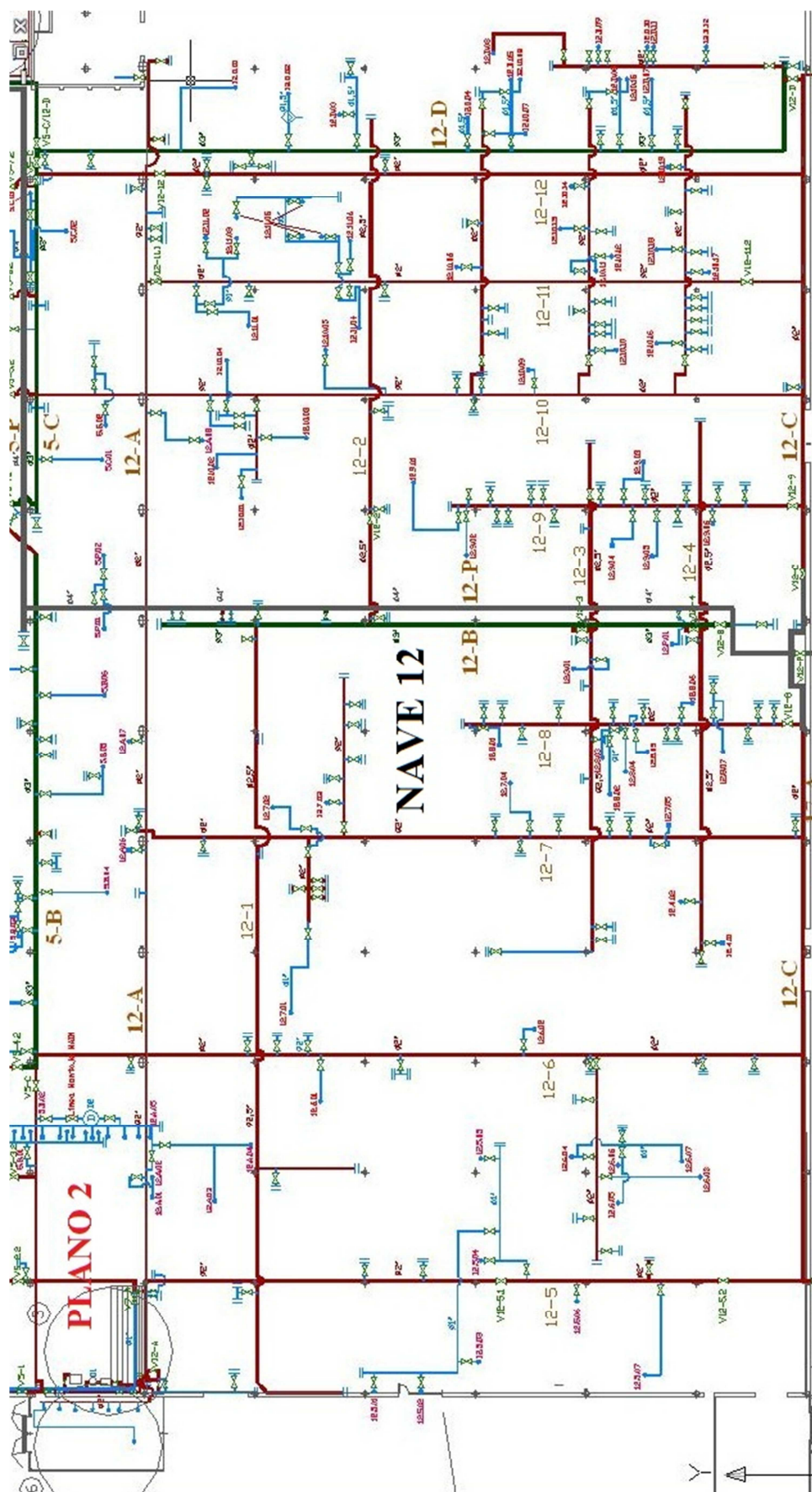
- Red 4-6 pulgadas
- Red 3 pulgadas
- Red 2-2,5 pulgadas
- Red 1-1,5 pulgadas
- CONEXION MAQUINA
- || FINAL DE LINEA
- ⋈ LLAVE DE PASO O CIERRE
- ◊ DEPURADOR

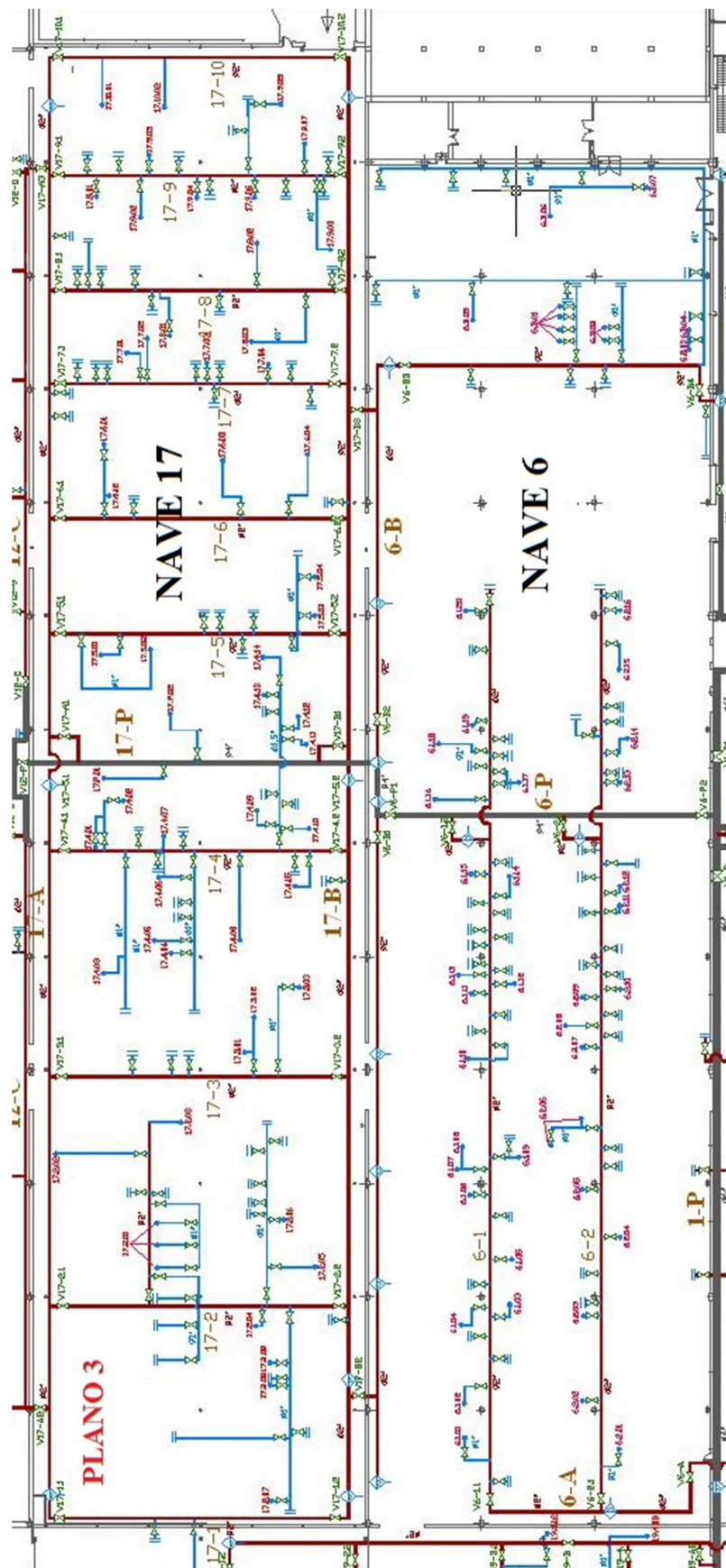
Ramal Principal: P
Colectores: A, B, C...
Ramales Primarios: 1, 2, 3...
Válvulas: V
Depósitos: D
Máquina conectada a la red

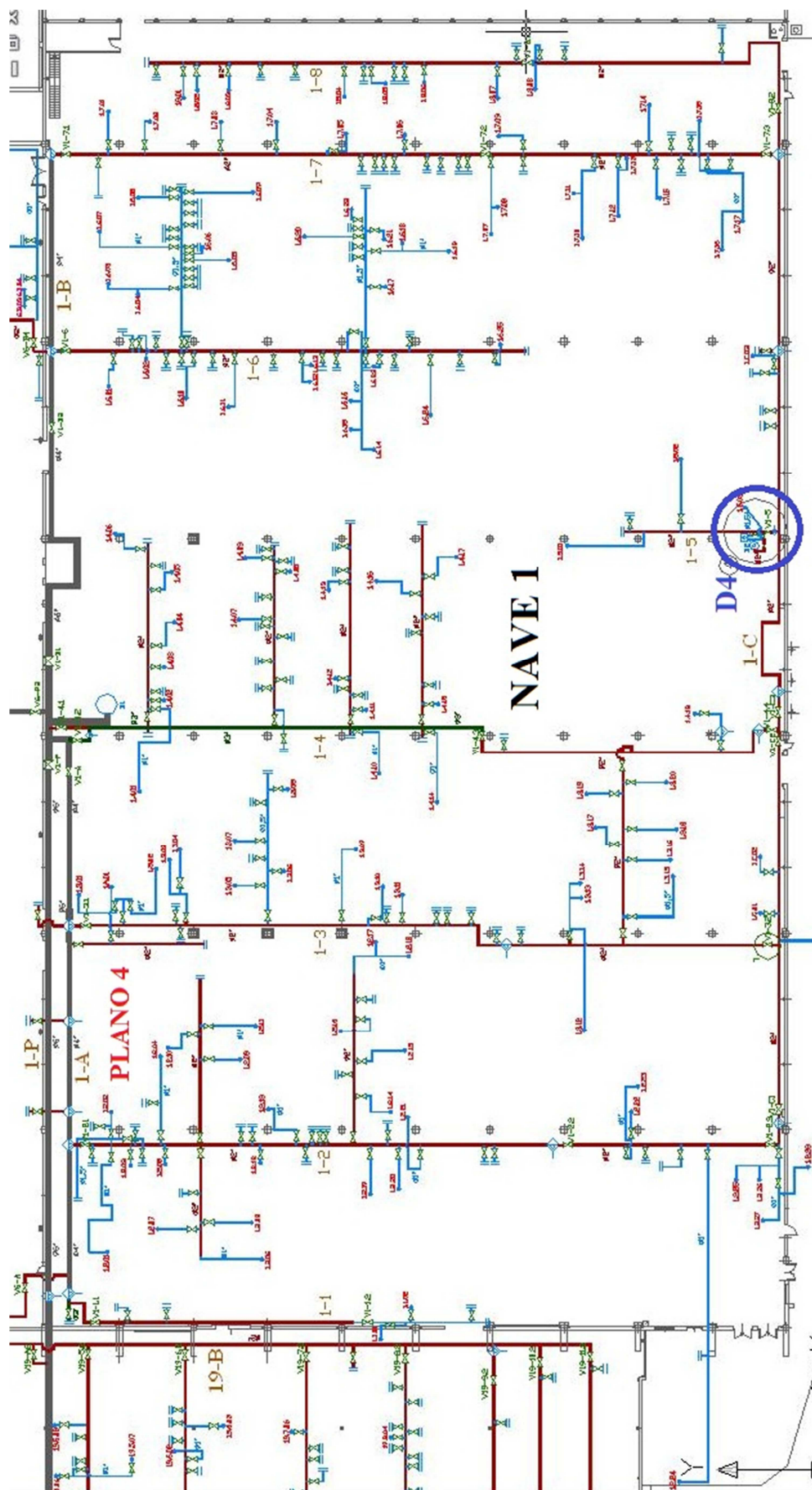
ZOOM PLANO GENERAL

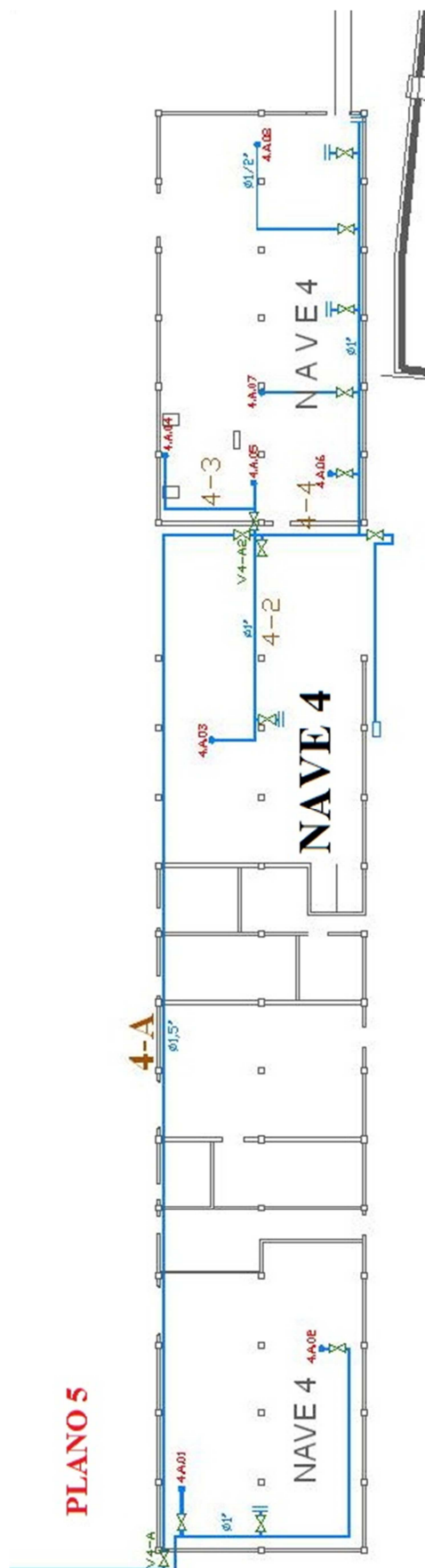


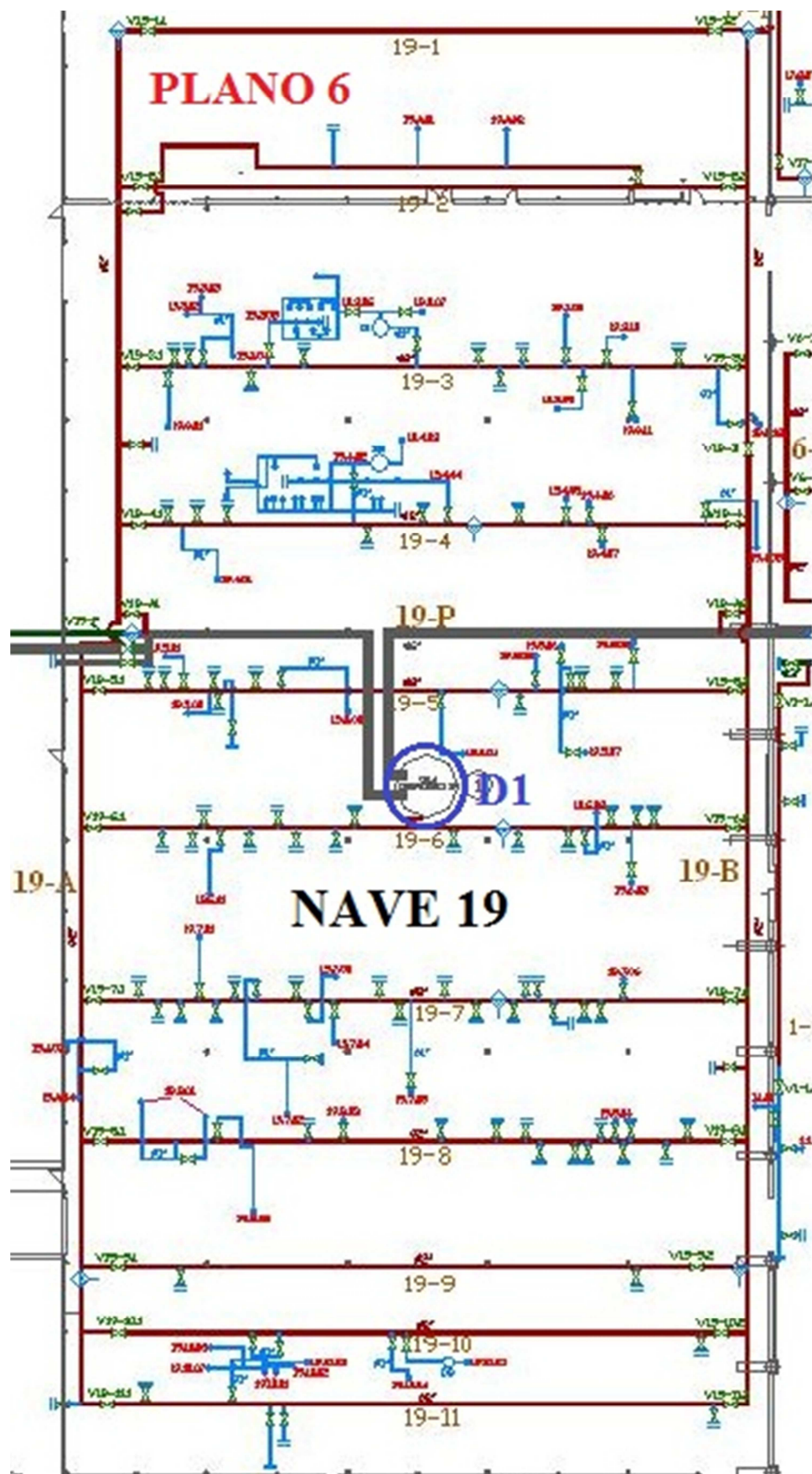


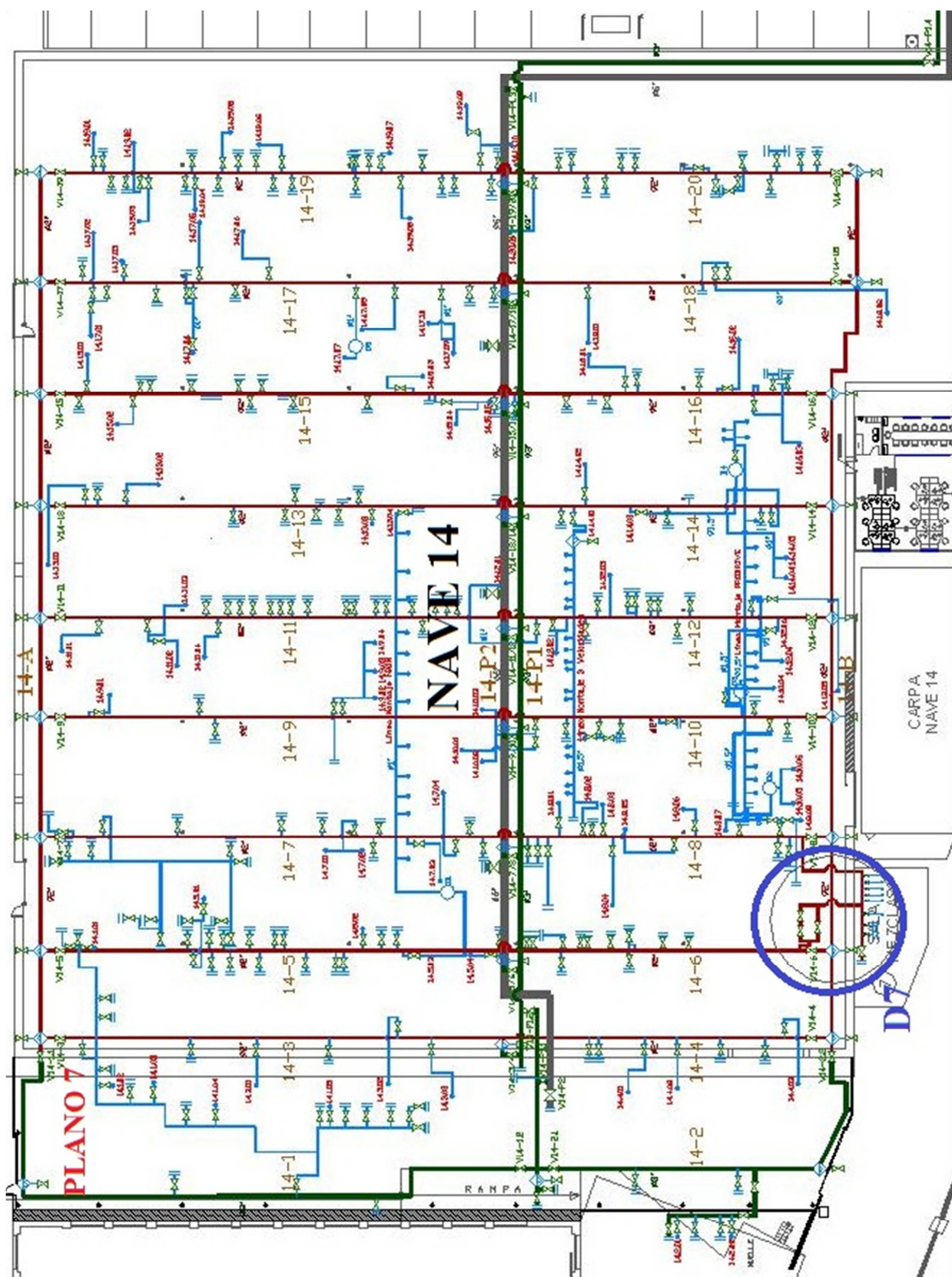






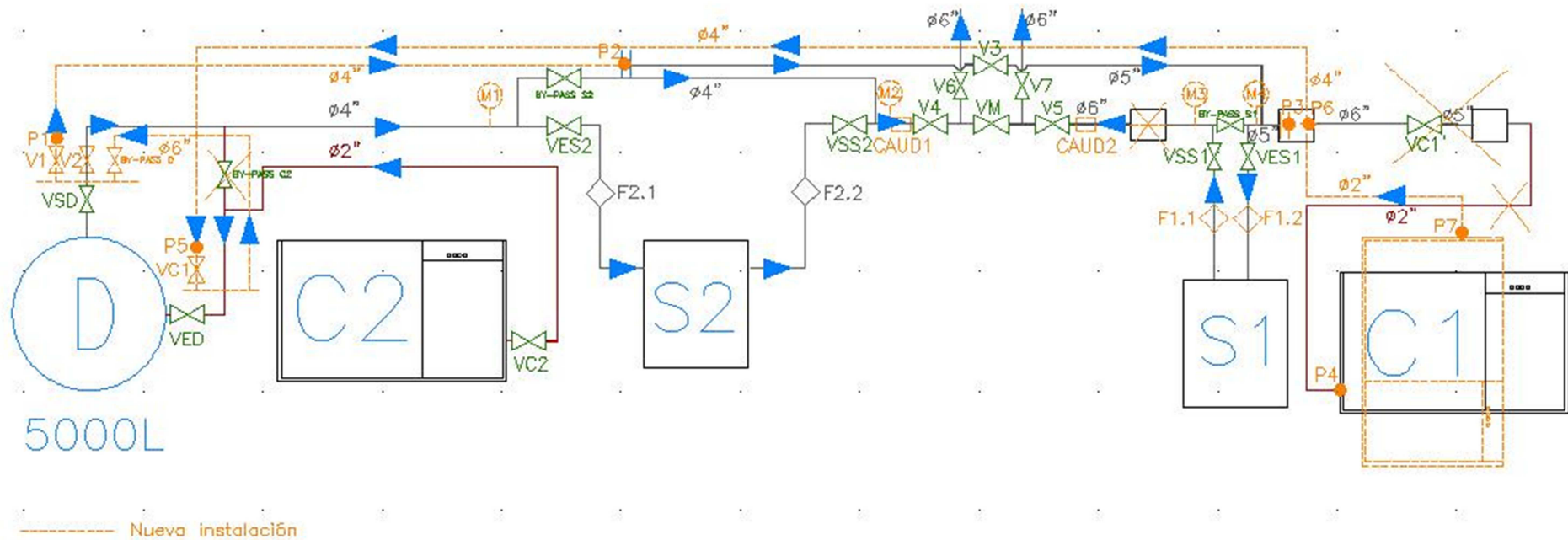




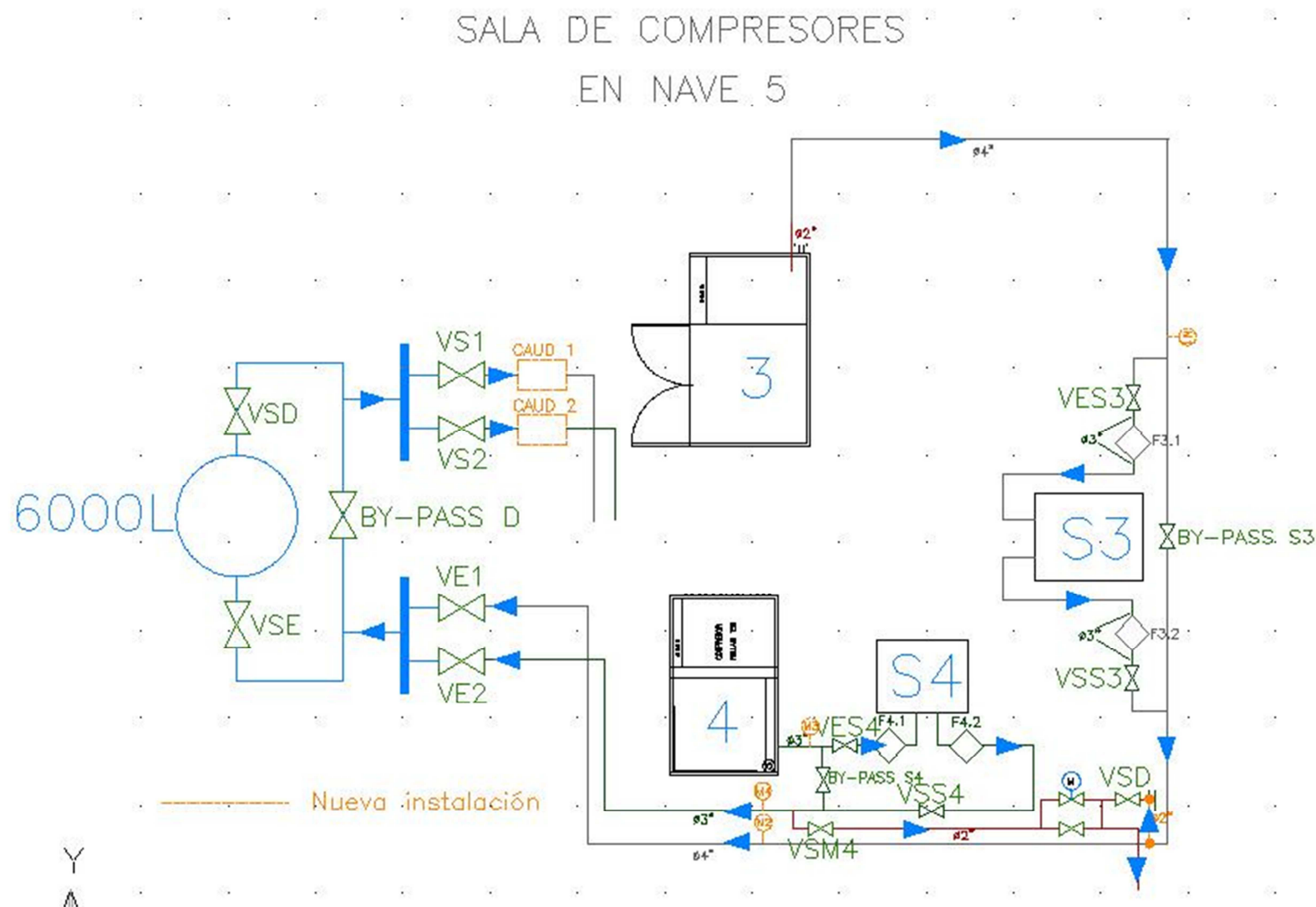


DETALLE 1 (D1): Sala de compresores de nave 19 (con la nueva instalación propuesta)

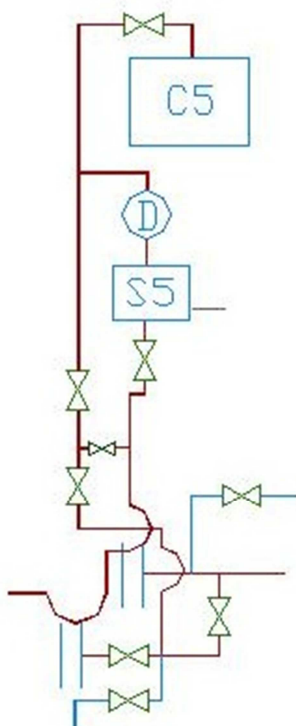
SALA COMPRESORES EN NAVE 19



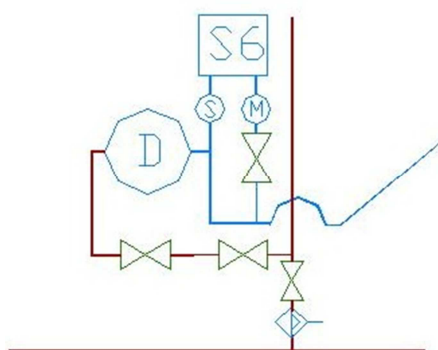
DETALLE 2 (D2): Sala de compresores de nave 5 (con la nueva instalación propuesta)



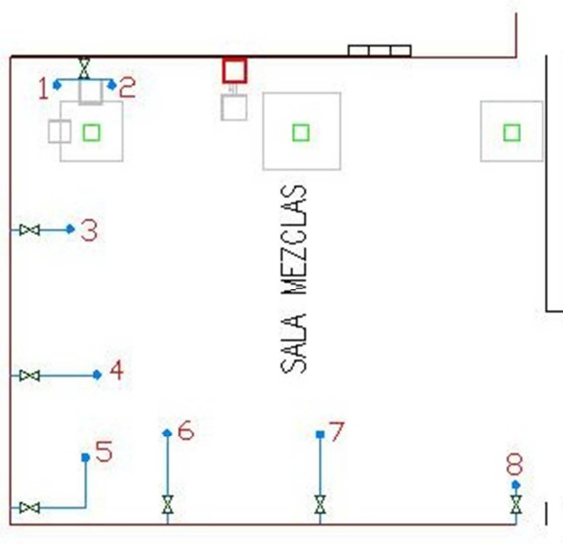
**DETALLE 3 (D3): Sistema de generación de aire
comprimido auxiliar de nave 12**



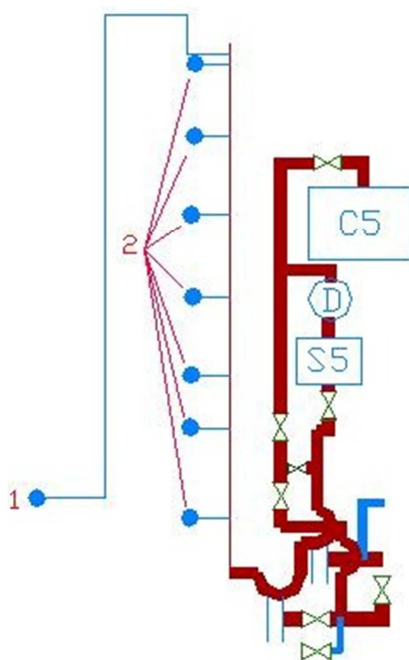
**DETALLE 4 (D4): Sistema de generación de aire
comprimido para Shot Peening de la zona de hornos**



**DETALLE 5 (D5): Sala de mezclas junto a sala de
compresores de nave 5**



**DETALLE 6 (D6): Sala de mezclas junto a sistema auxiliar
de nave 12**



DETALLE 7 (D7): Sala de mezclas junto a nave 14

